



Mikko Lehto

Paperikoneen pintaliimausaseman painesihdin kehittäminen laskennallisen virtausmekaniikan keinoin

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 21.2.2017

Valvoja: Professori Ville Vuorinen

Ohjaaja: Diplomi-insinööri Kalle Jussila

Tekijä Mikko Lehto

Työn nimi Paperikoneen pintaliimausaseman painesihdin kehittäminen laskennallisen virtausmekaniikan keinoin

Koulutusohjelma Energia- ja LVI-tekniikan koulutusohjelma

Pää-/sivuaine Energiatekniikka

Koodi K3007

Työn valvoja Professori Ville Vuorinen

Työn ohjaaja(t) Diplomi-insinööri Kalle Jussila

Päivämäärä 21.2.2017

Sivumäärä 74 + 14

Kieli Suomi

Tiivistelmä

Tässä diplomityössä tutkitaan laskennallisen virtausmekaniikan keinoin paperikoneen pintaliimausaseman konekierron painesihdin tukkeutumista ja sen hidastamista. Työssä on simuloitu virtauksia nykyisessä konekierron painesihdissä sekä neljässä vaihtoehdossa, joilla sihdin tukkeutumista pyrittiin hidastamaan. Virtauslaskennat on suoritettu ANSYS Fluent -virtaussimulointiohjelmistolla.

Työn tärkein tavoite oli kehittää painesihdille uusi puhdistusmenetelmä, joka hidastaa painesihdin tukkeutumista. Hitaammin tukkeutuvan painesihdin avulla paperikoneen tuotantoa on mahdollista lisätä. Toinen tavoite oli, että uusi puhdistusmenetelmä säilyttää sihdattavan nesteen laadun eikä heikennä sitä lisäaineilla tai vedellä. Kolmantena tavoitteena uuden puhdistusmenetelmän käyttö- ja valmistuskustannusten pitäisi nousta mahdollisimman vähän verrattuna nykyiseen painesihtiin.

Työssä perehdytään aluksi yleisesti paperikoneen pintaliimausasemaan ja sen konekiertoon sekä virtausmekaniikan yleiseen teoriaan ja numeerisiin menetelmiin. Tarkemmin perehdytään konekierron sihtauksen vaatimuksiin ja kehitysvaihtoehtoihin. Uusien sihtivaihtoehtojen virtaussimuloinnissa keskitytään laitteiden puhdistustehon arviointiin.

Virtauksia simuloitiin tasapainotilan laskentana RANS-menetelmällä. Virtausten turbulenssi mallinnettiin $k-\omega$ SST -kaksisyhtälömallilla. Virtaukset simuloitiin kokoonpuristumattomina ja vakio-lämpötilassa SIMPLEC-algoritmillä. Pyörivät simulointitapaukset yksinkertaistettiin tasapainotilan laskuiksi MRF-menetelmän avulla. Simuloitavien virtausten Reynoldsin luvut olivat 500 ja 100 000 välillä.

Vaihtoehtoja vertailtiin virtaussimulointien ja toteutettavuuden pohjalta. Parhaaksi vaihtoehdoksi tehostamaan sihtiverkon puhdistusta arvioitiin mekaaniset puhdistuskaavaimet korvaava sihdin sisälle asetettava painepesuri. Painepesurilla 15 % sihdin virtauksesta kierrätetään uudelleen sihdin sisään ja aiheutetaan sihtiverkon pinnalle suurimmillaan 290 Pa leikkausjännitys ja $7,0 \text{ m}^2/\text{s}^2$ turbulenssin kineettinen energia. Sihdin puhdistuksen tehostaminen virtauksiin perustuvilla menetelmillä nykyisten mekaanisten puhdistimien sijaan monimutkaistaa sihdin rakennetta ja kasvattaa sihdin valmistus- ja käyttökustannuksia. Kokeellisia jatkotutkimuksia tarvitaan, jotta ehdotetun puhdistusmenetelmän toiminta voidaan varmentaa.

Avainsanat CFD, ANSYS Fluent, pintaliimausaseman konekierto, painesihti

Author Mikko Lehto

Title of thesis Development of paper machine sizing station pressure screen with numerical flow simulation

Degree programme Energy and HVAC Technology

Major/minor Energy technology

Code K3007

Thesis supervisor Professor Ville Vuorinen

Thesis advisor(s) M.Sc. (Tech.) Kalle Jussila

Date 21.2.2017

Number of pages 74 + 14

Language Finnish

Abstract

Computational fluid dynamics (CFD) are applied to the pressure screen in paper machine surface sizing station machine circulation. Study focuses on clogging of the screen and methods to slow down the process. Flows in the current pressure screen and four different alternatives for preventing the clogging have been simulated. Computations have been performed with ANSYS Fluent flow simulation software.

The main goal was to develop a new cleaning method which slows down the clogging of the screen. Slower clogging makes it possible to increase production of a paper machine. The second goal was that the cleaning could be achieved without deteriorating quality of the screened fluid. Third goal was that investment and operating costs for the new pressure screen do not increase dramatically compared to the current screen.

Overall introduction to paper machine coating station, machine circulation and the theory of fluid dynamics and numerical methods is given. Demands for screening in machine circulation and alternatives for cleaning the screen are studied more thoroughly. New screen alternatives and their flow simulations focus on evaluating the cleaning capacity of the devices.

Flows have been simulated using steady-state calculations with RANS method. Turbulence was modelled with $k-\omega$ SST two-equation model. Flows were simulated as incompressible and fixed temperature with the SIMPLEC algorithm. Rotating simulations were simplified to steady-state calculations using MRF method. Reynold numbers for the simulated flows were between 500 and 100 000.

The alternatives were evaluated based on flow simulations and feasibility of the methods. A pressure washer located inside the screen which replaces the current mechanical cleaners was evaluated as the best option for improving the cleaning of the screen. High shear stress up to 290 Pa and a high turbulence kinetic energy up to $7,0 \text{ m}^2/\text{s}^2$ is created on the screen surface by recirculating 15 % of the total screen flow. Enhancing the screen cleaning capacity with flow based methods was found to inevitably increase the investment and operating costs of screening. Further experimental research is required to confirm the functionality of the proposed alternative.

Keywords CFD, ANSYS Fluent, machine circulation of surface sizing station, pressure screen

Alkusanat

Tämä diplomityö on toteutettu osana paperikoneen jälkikäsittelyn tuotekehitystä Valmet Technologies Oy:n Järvenpään toimipisteellä.

Haluan kiittää ohjaajaani Kalle Jussilaa sekä Teemu Niemistä työni onnistumisesta. Molemmat ovat tarjonneet käyttööni laajan ymmärryksensä pintakäsittelyn konekierron toiminnasta ja laitteistosta. Lisäksi he ovat olleet korvaamaton apu kehitystyön ideoinnissa ja vaihtoehtojen kriittisessä arvioinnissa.

Virtaussimuloinnin osalta haluan kiittää Tapio Pitkäniemeä, joka oli erityisesti projektin alkuvaiheessa apuna simulointiohjelmiston käyttöönotossa. Valvojaani, professori Ville Vuorista, haluan kiittää arvokkaista vinkeistä simulointimallieni kehittämiseen ja kriittisestä suhtautumisesta tuloksiini. Hän on vaatinut minulta perusteluita ratkaisuille, jolloin olen joutunut arvioimaan omaa työtäni kriittisesti.

Diplomityö virtaussimuloinnin parissa on ollut jo muutaman vuoden mielessäni ja tavoitteenani. Siksi haluankin viimeiseksi kiittää esimiestäni Marko Heinoa tällaisen työn tekemisen mahdollistamisesta. Olen saanut tehdä työtäni omaan tahtiini, omalla tavallani, ja hän on tarjonnut työskentelylleni erinomaiset puitteet.

Espoo 21.2.2017

Mikko Lehto

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Sisällysluettelo

Merkinnät ja lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Sihtaaminen pintaliimauksessa ja päällystyksessä	3
2.1	Pintaliimaus- ja päällystys paperikoneessa	3
2.2	Pintaliiman ja päällystyspastan valmistus	4
2.3	Päällystys- ja pintaliimausaseman konekierto ja sihtaaminen	6
3	Konekierron sihtaamisen kehittäminen	10
3.1	Sihtauksen toimintaympäristö	10
3.2	Kehitystyön rajaaminen ja tavoitteet	11
3.3	Kaavainten korvaaminen siivekekaavaimilla	13
3.4	Kaavainten korvaaminen sihdattun pintaliiman painepesurilla	14
3.5	Sihtiverkon sisäisten virtausten ohjaaminen	17
4	Virtaussimulointi	19
4.1	Virtaussimulointi sihtien mallinnuksessa	19
4.2	Virtausmekaniikan yhtälöt ja numeeriset menetelmät	20
4.2.1	Jatkuvuus- ja liikemääräyhtälöt	20
4.2.2	Turbulenssi ja turbulenssimallinnus	21
4.2.3	Pyörivä geometria	23
4.2.4	Sihtiverkko ja huokoisen materiaalin malli	23
5	Nykyinen sihti	25
5.1	Simulointitapaus	25
5.2	Simulointimalli	26
5.3	Hilataarkastelu	29
5.4	Simulointitulokset	32
6	Siivekekaavaimet	37
6.1	Simulointitapaus	37
6.2	Simulointimalli	38
6.3	Simulointitulokset	40
7	Ulkopuolinen painepesuri	47
7.1	Simulointitapaus	47
7.2	Simulointimalli	48
7.3	Simulointitulokset	49
8	Sisäpuolinen painepesuri	55
8.1	Simulointitapaus	55
8.2	Simulointimalli	55
8.3	Simulointitulokset	57
9	Virtauksenohjaimet	62
9.1	Simulointitapaus	62
9.2	Simulointimalli	63
9.3	Simulointitulokset	65
10	Johtopäätökset ja yhteenveto	69
11	Lähteluettelo	72
12	Liiteluettelo	75

Liitteet

Merkinnät ja lyhenteet

Symbolit

A	[m ²]	Pinta-ala
C	[1/m]	Huokoisen materiaalin inerttiavastuskerroin
C_p		Dimensioton paine
D_h	[m]	Hydraulinen halkaisija
L	[m]	Virtauksen karakteristinen mitta
P	[m]	Piiri
Re		Reynoldsin luku
S	[Pa/m]	Liikemääränielu
\hat{S}		Pistesuureen simulointitulos
U	[m/s]	Virtausnopeus
\bar{U}_{max}	[m/s]	Virtausnopeuden keskiarvon maksimi
U_{MRF}	[m/s]	Virtausnopeus liikkuvassa koordinaatistossa
V	[m ³]	Tilavuus
V	[m/s]	Kehänopeus
f_{sur}	[N/m ³]	Pintavoimavektori tilavuusyksikköä kohti
f_{vol}	[N/m ³]	Tilavuusvoimavektori tilavuusyksikköä kohti
g	[m/s ²]	Gravitaatiovakio
h	[m]	Korkeusero referenssitilasta
k	[m ² /s ²]	Turbulenssin kineettinen energia
l	[m]	Sihtiverkon paksuus
m	[kg]	Massa
n	[kpl]	Laskentatilavuuksien lukumäärä
p	[Pa]	Paine
p^*		Simulointimallin tarkkuus
Δp	[Pa]	Paine-ero
p_∞	[Pa]	Ympäröivä paine
\mathbf{r}	[m]	Paikkavektori
r		Hilan pienennysvakio
u_i	[m/s]	Virtausnopeuden komponentti i-koordinaattiakselin suunnassa
u, v, w	[m/s]	Virtausnopeuden komponentit karteesisessa koordinaatistossa
u^+		Dimensioton virtausnopeus
x	[m]	Etäisyys suuttimesta
Δx	[m]	Simulointimallin koppelikoko
x_i	[m]	Paikkavektorin komponentti i-koordinaattiakselin suunnassa
y^+		Dimensioton turbulenttinen etäisyys
y	[m]	Etäisyys siivekkeestä, etäisyys suihkun keskilinjalta
α	[m ²]	Huokoisen materiaalin permeabiliteetti
δ_{RE}^*		Richardson ekstrapoloinnin mukainen virhe
ε		Simulointitulosten erotus
λ	[Pa s]	Nesteen tilavuusviskositeetti
μ	[Pa s]	Nesteen dynaaminen viskositeetti
μ_t	[Pa s]	Turbulenttinen viskositeetti
ν	[m ² /s]	Nesteen kinemaattinen viskositeetti

ρ	[kg/m ³]	Nesteen tiheys
τ_{ij}	[Pa]	Leikkausjännitys pinnalla i akselin j suuntaan
τ_w	[Pa]	Leikkausjännitys pinnalla
ω	[1/s]	Turbulenssin ominaisdissipaationopeus
$\boldsymbol{\omega}$	[rad/s]	Pyörimisnopeusvektori

Merkinnät

Q	Yleinen virtaussuure
\boldsymbol{Q}	Vektorisuure
\bar{Q}	Aikakeskiarvo
Q'	Hetkellinen, vaihteleva arvo
$\overline{Q'}$	Hetkellisten vaihteluiden aikakeskiarvo
Q_i	komponentti i -koordinaattiakselin suunnassa

Operaattorit

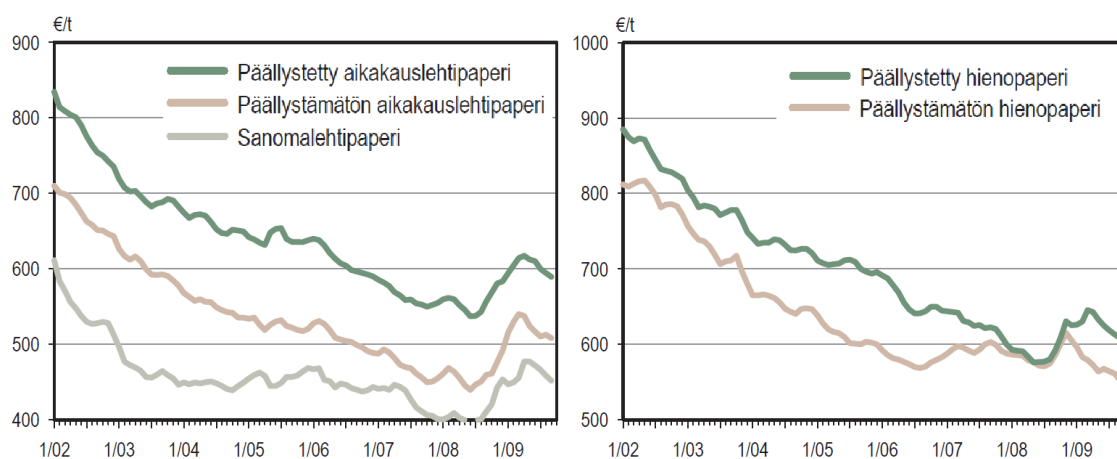
$\nabla \cdot$	Divergenssioperaattori
∂	Osittaisderivaattaoperaattori
δ_{ij}	Kroneckerin delta-funktio

Lyhenteet

CFD	Laskennallinen virtausmekaniikka (Computational Fluid Dynamics)
DNS	Suora numeerinen simulointi (Direct Numerical Simulation)
MRF	Liikkuva referenssikoordinaatisto (Moving Reference Frame)
RANS	Reynolds-keskiarvotettu Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier Stokes)
RE	Richardson-ekstrapolointi

1 Johdanto

Paperikone on monimutkainen laite, jossa pienikin häiriö valmistusprosessiin voi katkaista paperin ja pysäyttää paperin tuotannon eli aiheuttaa koneeseen ratakatkon. 2000-luvun aikana paperin hintakehitys on ollut selkeästi laskusuuntaista (kuva 1.1). Paperin hinnan lasku on heikentänyt paperinvalmistajien katteita, koska paperin hintakehityksellä on merkittävä vaikutus paperinvalmistuksen kannattavuuteen [2]. Paperinvalmistaja ei voi vaikuttaa paperin maailmanmarkkinahintaan, joten paperitehtaan kannattavuutta on parannettava muilla keinoin. Yksi keino tähän on vähentää paperikoneella tapahtuvia ratakatkoja ja pidentää yhtäjaksoisia ajoaikoja. Tällöin tartutaan ongelmakohtiin, jotka nykyisellään vaativat tiheintä pysäytysväliä. Tässä diplomityössä keskitytään yhteen tällaiseen tiheää pysäytysväliä vaativaan ongelmakohtaan: pintaliimausosaston konekierron painesihtiin ja sen tukkeutumiseen. [3]



Kuva 1.1. Suomen paperituotteiden reaalisten vientihintojen kehitys 2002–2009. [1]

Paperikoneen käydessä pintaliimaus- ja päällystysosaston konekierron painesihtiä puhdistavat jatkuvasti mekaaniset kaavaimet. Puhdistuksesta huolimatta sihtiverkko lopulta tukkeutuu, kun sihdin sisään kertyy liikaa epäpuhtauksia. Tukkeutumista estetään avaamalla painesihdin pohjaventtiili, jolloin epäpuhtauksia poistuu sihdistä. Prosessia kutsutaan rejektointiksi. Rejektointi aiheuttaa kuitenkin päällystysosastolle painevaihteluita, jotka voisivat aiheuttaa asemalle ratakatkon, jos päällystysosaston prosessi on herkkä painevaihteluille. [4] Tämän vuoksi sihti pyritään normaalisti rejektioimaan ratakatkojen aikana. Jos sihti kuitenkin tukkeutuu nopeammin kuin koneella esiintyy ratakatkoja, painesihdin toiminta rajoittaa koko paperinvalmistusprosessia. [3]

Sihdin liian nopea tukkeutuminen muodostaa joissain sovelluksissa merkittävän haitan päällystysosaston ja siten koko paperikoneen toiminnalle. Tukkeutumista voidaan tällöin hidastaa lisäämällä konekiertoon komponentteja, mikä lisää kustannuksia, mutta ei puutu varsinaiseen ongelmaan eli sihdin tukkeutumiseen. Nykyinen sihdin puhdistusmenetelmä on näissä sovelluksissa selvästi riittämätön, joten tarve uudelle, hitaammin tukkeutuvalla ja kokonaan uuteen puhdistusmenetelmään perustuvalle sihdille on ilmeinen. Tämän työn tarkoituksena on tutkia vaihtoehtoja sihdin nykyiselle puhdistusmenetelmälle. Ensimmäisenä ja tärkeimpänä tavoitteena on löytää puhdistusmenetelmä, joka on tehokkaampi kuin nykyinen.

Tällöin sihdin tukkeutuminen hidastuu ja rejektointiväli pitenee. Toinen tavoite on varmistaa, että uusi sihtausmenetelmä ei heikennä sihdattavan nesteen valmistusta esimerkiksi lisääaineilla tai sekoittamalla nesteeseen vettä. Kolmantena tavoitteena työssä on, että uuden sihtausratkaisun kustannukset eivät nouse moninkertaiseksi verrattuna nykyisiin mekaaniisiin kaavaimiin. Kustannukset voivat kasvaa, mutta liian suuret kustannukset rajaavat sihdin käyttökohteita.

Paperiteollisuudessa laitteiden mitoitus tapahtuu tyypillisesti aikaa vieviin ja kalliisiin kokeellisiin mittauksiin perustuvilla korrelaatiokaavoilla. Numeeriset menetelmät, kuten laskennallinen virtaussimulointi (engl. Computational Fluid Dynamics, CFD), nopeuttavat suunnitteluprosesseja ja laskevat kustannuksia. Koska numeerisilla menetelmillä voidaan kokeilla useampia vaihtoehtoja, joissain tilanteissa on onnistuttu kehittämään huomattavasti nykyisiä parempia ratkaisuja. [5] CFD-laskenta on esimerkiksi paperikoneen massanvalmistuksessa käytettävissä sihdeissä jo yleinen työkalu [6], mutta esimerkiksi konekierron sihtien suunnittelussa virtauksia on simuloitu vähän tai ei ollenkaan.

Tässä diplomityössä uusia vaihtoehtoja pintaliimausaseman painesihdille tutkitaan ja vertaillaan CFD-laskennan avulla ANSYS Fluent -virtaussimulointiohjelmistolla [7]. Työn puitteissa on tehty useita rajauksia, joilla vaihtoehtoja karsittiin: Päällystysaseman konekiertoa ei tarkastella, koska päällystemateriaalin numeerisessa simuloinnissa olisi käytettävissä olevilla lähtötiedoilla liikaa epävarmuutta. Tutkitaan vain kehitysvaihtoehtoja, joissa sihdin kytkentöjä muuttamatta pyritään hidastamaan tukkeutumista virtausmekaanisin keinoin. Mekaanisia puhdistuskeinoja ei tarkastella, sillä niiden puhdistustehon arviointi virtaussimuloinnin avulla on hyvin haastavaa. Ratkaisut, joissa tukkeutumista hidastetaan sihdin tai konekierron kytkentäratkaisuilla tai sihtien lukumäärää kasvattamalla, on myös jätetty työn ulkopuolelle. Konekierron rakenteen muuttaminen voi hidastaa sihdin tukkeutumista, mutta ratkaisut nostavat kustannuksia eivätkä varsinaisesti tehosta sihdin puhdistusta.

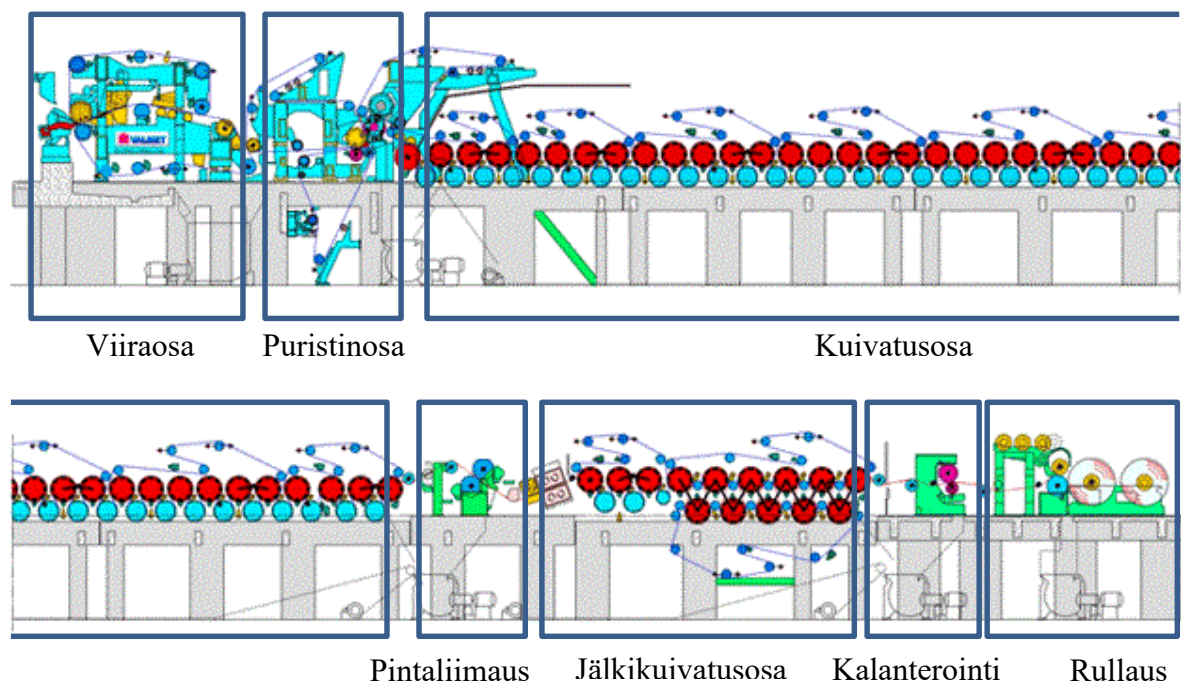
Sihdin kehittämistä varten valittiin neljä konseptia ja tutkittiin lisäksi virtauksia nykyisessä sihtimallissa. Ensimmäinen vaihtoehto on vaihtaa mekaaniset kaavaimet sihdissä siivekekaavaimiin, joilla hetkellisesti käännetään virtaus sihdissä päinvastaiseksi. Toisena vaihtoehtona on painepesuri, jolla pestään sihtiverkkoa ulkopuolelta ja käännetään virtaus sihtiverkossa päinvastaiseksi. Kolmas kehitysvaihtoehto on sisäpuolinen painepesuri, jolla ei kyetä synnyttämään sihtiin vastavirtausta, mutta aiheutetaan sihtiverkon pinnalle voimakkaan virtauksen alue, mikä irrottaa sihtiverkosta epäpuhtaudet. Viimeisessä vaihtoehdossa aiheutetaan virtauksenohjaimilla samanlainen voimakkaan virtauksen alue kuin sisäpuolisilla painepesureilla, mutta hyödynnetään erillisen pesurin sijaan sihdin virtausta.

Luvussa 2 tarkastellaan pintaliimaus- ja päällystysprosessia yleisesti, pintakäsittelyaineiden valmistusprosessia, päällystysaseman konekiertoa ja nykyistä painesihtitekniologiaa. Luvussa 3 esitetään nykyiselle sihtaustekniikalle vaihtoehtoja, jotka mahdollisesti tehostaisivat sihdin puhdistusta ja hidastaisivat sihdin tukkeutumista. Luvussa perehdytään myös kehityskonseptien alustavaan mitoitukseen, toteutettavuuteen ja arvioidaan valmistuskustannuksia verrattuna nykyiseen sihtitekniikkaan. Luvussa 4 esitetään konseptivaihtoehtojen arvioinnissa käytettävän numeerisen virtaussimuloinnin periaatteita ja aikaisempaa tutkimusta painesihdeistä ja niiden virtaussimuloinnista. Luvuissa 5 - 9 käsitellään sihtikonseptien simuloinnissa käytetyt simulointitapaukset, simulointimallit ja simulointien tulokset. Lopuksi luvussa 10 vertaillaan kehityskonsepteja ja esitetään työn johtopäätökset ja yhteenveto.

2 Sihtaaminen pintaliimauksessa ja päällystyksessä

2.1 Pintaliimaus- ja päällystys paperikoneessa

Paperikone on monimutkainen laite, jolla selluloosakuiduista valmistetaan valmista paperia. Konetta tarkastellaan yleensä erillisinä osakokonaisuuksina hahmottamisen helpottamiseksi. Kuvassa 2.1 on esitetty erään tyypillisen hienopaperikoneen rakenne. Paperikuidut syötetään viiraosalle perälaatikosta seoksena, josta valtaosa on vettä ja vain pieni osa paperikuituja. Viiraosalla suurin osa vedestä poistuu viiran läpi ja paperiraina muodostuu. Puristinosalla paperirataa puristetaan mekaanisesti, jolloin se saadaan kuivemmaksi ja tiiviimmäksi. Kuivatusosalla paperirainasta poistetaan loput ylimääräisestä vedestä. Kuivatusosan jälkeen paperiradan ominaisuuksia muokataan vielä pintaliimauksessa ja päällystyksessä. Rullauksessa paperi kerätään suurille rullille, joista se myöhemmin edelleen jaetaan pienempiin asiakasrulliin. [8]



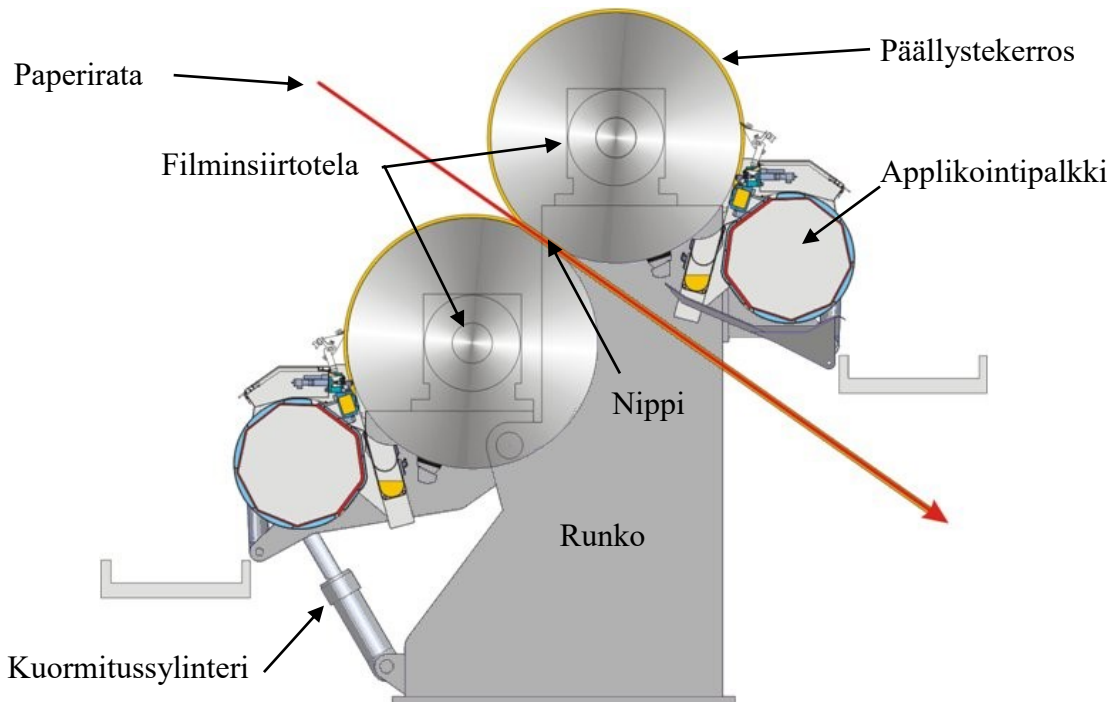
Kuva 2.1. Pohjapaperikone hienopaperin valmistukseen. [3]

Kuivatusosan jälkeen pohjapaperi on valmista, mutta suoraan paperikoneesta saapuvan pohjapaperin ominaisuudet ovat harvoin sopivia haluttuun käyttötarkoitukseen. Näitä ominaisuuksia muokataan pintaliimauksella ja päällystyksellä. Pintaliimauksella pyritään parantamaan paperin pinnan lujuutta, vähentämään pinnan huokoisuutta ja muokkaamaan pinnan kemiallisia ominaisuuksia. Pintaliimausta käytetään usein esikäsittelyvaiheena päällystykseksi, jonka tavoitteena on parantaa paperin paino-ominaisuuksia. [9]

Pintaliimausasema sijoittuu keskelle paperikoneen kuivatusosaa ja pintaliimauksen jälkeen on vielä jälkikuivatusosa, koska pintaliiman kiinnittymisen varmistamiseksi paperia on kuivattava pintaliimauksen jälkeen. Päällystys tapahtuu paperikoneen lopussa pohjapaperin valmistuksen jälkeen. Päällystysasema on joko kokonaan erillinen laite (engl. off-machine coating), kuten kuvassa 2.1, tai suoraan osa paperikonetta (engl. on-machine coating). Kuvan mukaisessa koneessa päällystys tapahtuu rullauksen jälkeen ja on-machine coating sijoittuisi

kuvaan 2.1 kalanteroinnin ja rullauksen väliin. Päälystykseen kuuluu päälysteen levittämisen jälkeen vielä päälysteen kuivaaminen ja viimeistely yleensä kalanteroimalla. [9]

Pintaliimaus ja päälystys ovat prosesseina samankaltaisia: molemmissa paperin pintaan lisätään ohut kerros veteen sekoitettua päälystysainetta. Vesi toimii prosessissa kuljetus- ja kiinnitysaineena ja mahdollistaa pintakäsittelyaineiden tasaisen sekoittamisen. Useita erilaisia menetelmiä on kehitetty päälystekerroksen levittämiseksi paperiradalle. Menetelmän valinta riippuu halutuista ominaisuuksista. Kuvassa 2.2 on esitetty erään päälystysmenetelmän, nykyään laajasti käytetyn filmipäälystysmenetelmän, toimintaperiaate. [3, 9]



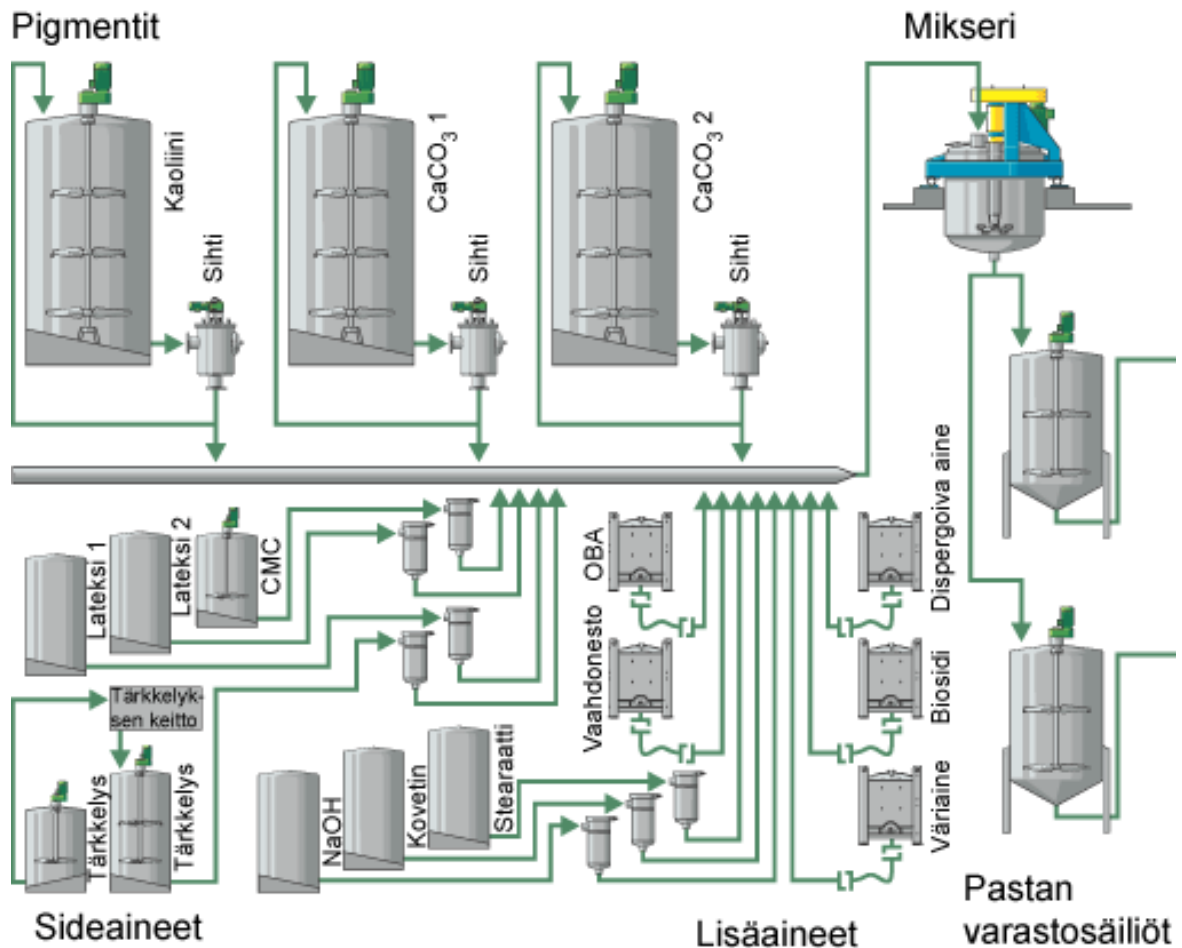
Kuva 2.2. Filmipäälystysaseman rakenne. Applikointipalkeissa muodostetaan ohut ja tasainen päälystekerros filminsiirtotelan pinnalle. Kuormitussylinterin avulla teloja puristetaan toisiaan vasten ja päälyste tarttuu paperirataan telojen väliin muodostuvassa nipissä. Filmipäälystys sopii pintaliimaukseen ja päälystykseen. [10]

2.2 Pintaliiman ja päälystyspastan valmistus

Päälystyksessä käytettävässä päälystyspastassa vettä on yleensä mahdollisimman vähän, vain sen verran että pasta saadaan virtaamaan ja sen siirtäminen paperiin on mahdollista. Jopa 70 % pastasta on kuiva-ainetta, joka koostuu pigmentistä (80-95 %), sidosaineista (5-20 %) ja erilaisista lisäaineista (maksimissaan 2 %). [9]

Päälystyspasta valmistetaan paperikoneen lähellä pastakeittiössä. Yleisin menetelmä päälystyspastan valmistamiseksi on panostoiminen prosessi, mutta jatkuvatoimisia prosesseja-kin käytetään. Kuvassa 2.3 on esimerkki panostoimisesta pastanvalmistusprosessista ja siinä käytettävistä kemikaaleista. Pohjimmiltaan prosessi on hyvin yksinkertainen: halutut komponentit siirretään epäpuhtauksien välttämiseksi, sekoitetaan keskenään ja syötetään varas-

tosäiliöön, josta valmis päällyste pumpataan konekiertoon. Konekierrosta kerrotaan tarkemmin luvussa 2.3. Hyvälaatuisen paperin valmistamiseksi päällystyspasta on oltava hyvä- ja tasalaatuista. Hyvälaatuinen pasta vaatii tarkkaa komponenttien annostelua ja sekoittamista, mikä vaikeuttaa ja monimutkaistaa prosessin toteutusta. Lisäksi osa syötettävistä komponenteista on pidettävä tietyssä lämpötilassa ja sedimentoitumisen estämiseksi valmis pasta pidetään jatkuvassa liikkeessä. [9]

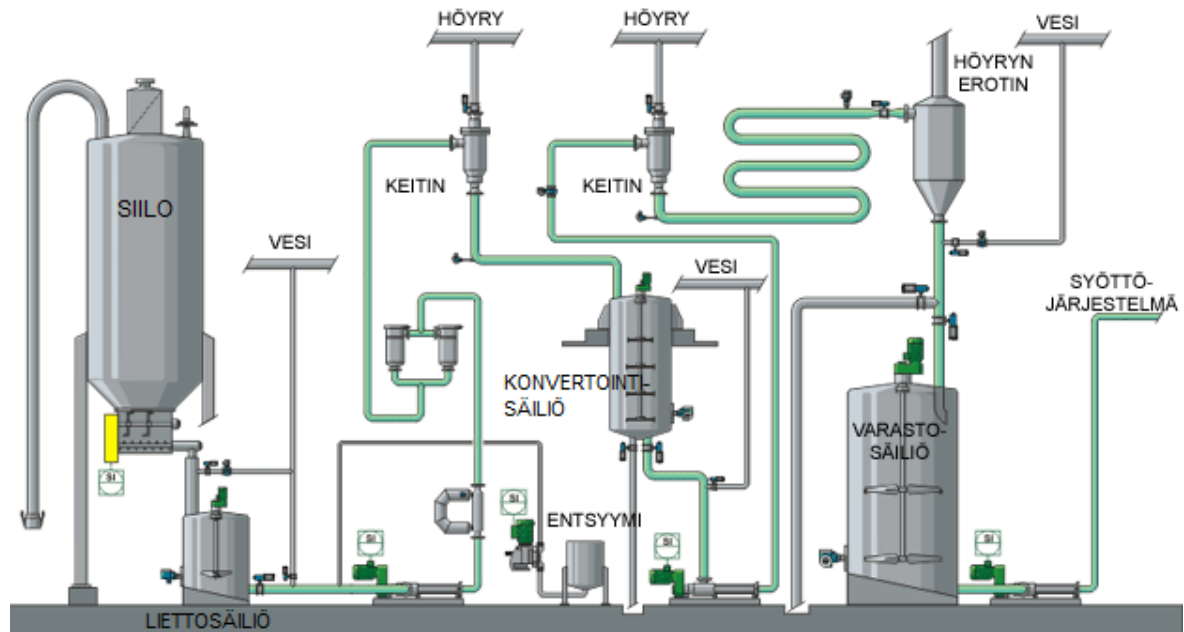


Kuva 2.3. Päällystyspastaan panostoiminen valmistusprosessi. [3]

Pintaliima on koostumukseltaan hyvin erilaista kuin päällystyspasta. Kuiva-aineen osuus on huomattavasti pienempi, yleensä 2-15 %. Pintaliima koostuu yleensä pääasiassa vedestä, käytetystä pintaliimauspolymeeristä ja pienestä määrästä lisäaineita. Pintaliimauspolymeerinä käytetään useita eri kemikaaleja, mutta selkeästi yleisin muokattu tärkkelys. [9]

Pintaliiman valmistusprosessi on monimutkaisempi kuin päällysteen valmistus, sillä prosessissa on enemmän vaiheita, mutta pintaliimassa on vähemmän komponentteja kuin päällysteessä. Pintaliiman valmistelu tapahtuu paperikoneen lähistöllä: valmistuksen tärkein osa on pintaliimauspolymeerin, yleisimmin tärkkelyksen, valmistus. Luonnontärkkelys ei sellaiseenaan sovi pintaliimausprosessiin, sillä sen viskositeetti on liian suuri. Tärkkelys konvertoidaan, jolloin sen pitkät molekyyliketjut katkeavat ja viskositeetti laskee. Kuvassa 2.4 on esitetty tärkkelyksen entsyymiavusteinen konvertointi- ja valmistusprosessi. Siilosta tärkkelys lasketaan alas liettosäiliöön, jossa siihen lisätään entsyymi ja se annostellaan keittimeen.

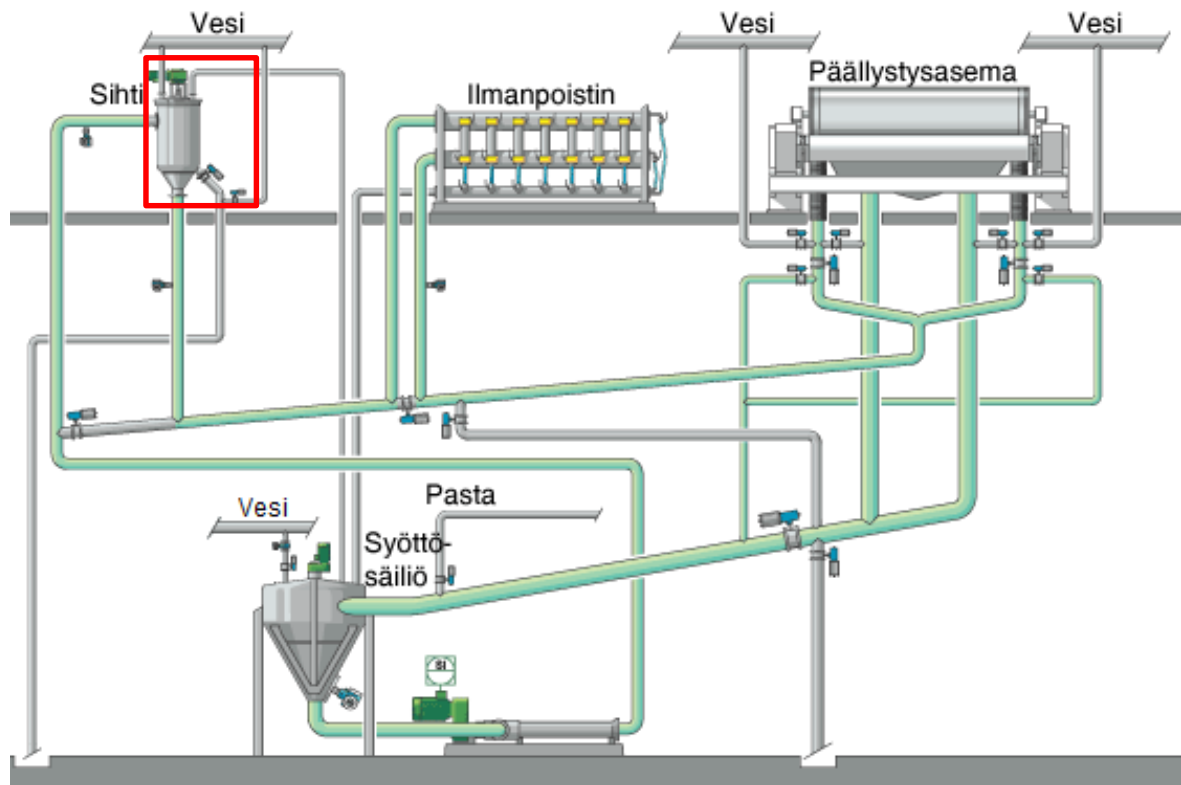
Keittimessä tärkkelys kuumennetaan nopeasti noin 85 °C:seen ja johdetaan konvertointisäiliöön, jossa tärkkelysmolekyylit pilkkoutuvat ja lyhenevät. Tietyn viipymän jälkeen tärkkelys siirtyy toiseen keittimeen, jossa lämpötila nousee noin 125 °C:seen. Korkea lämpötila tuhoaa entsyymien ja estää konvertoitumisen liian pitkälle. Paperitehtaalle voidaan toimittaa valmiiksi konvertoitua tärkkelystä, mutta silloinkin se kuumennetaan tehtaalla, koska muuten tärkkelys ei toimi pintaliimausaineena. Varastosäiliöstä pintaliima johdetaan konekiertoon samaan tapaan kuin pastakeittiössä. [9]



Kuva 2.4. Tärkkelyksen jatkuvatoiminen entsymaattinen valmistus. [3]

2.3 Päällystys- ja pintaliimausaseman konekierto ja sihtaaminen

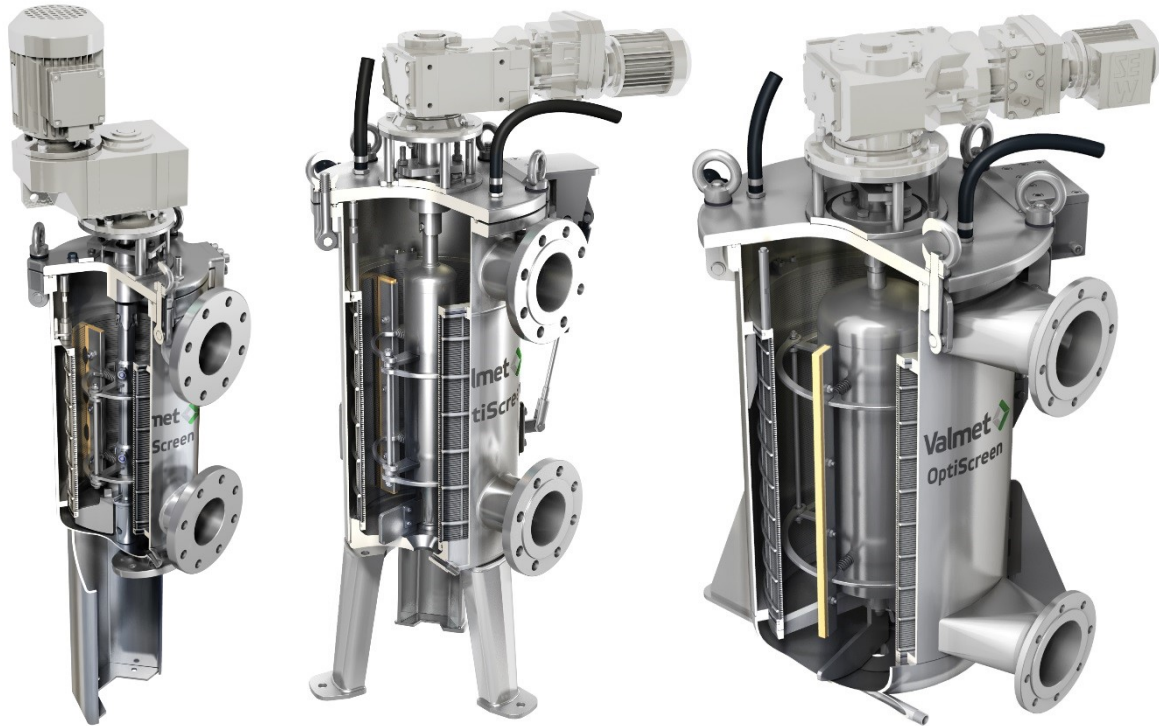
Valmistusprosessin jälkeen pintakäsittelyaine johdetaan päällystysaseman konekiertoon. Pintakäsittelyaseman rakenne toteutetaan päällystysaseman tyypin ja käyttösovelluksen mukaan, mutta esimerkki päällystyspastan konekierron rakenteesta on esitetty kuvassa 2.5. Konesäiliöstä päällystysaine pumpataan painesihdin läpi päällystysasemalle, josta paperiin tarttumaton päällyste palaa takaisin säiliöön. Painesihdin ja aseman välissä tarvitaan tietyissä päällystyssovelluksissa ilmanpoistin, jos ilmakuplat päällysteen seassa vaikeuttavat tasalaatuisen päällystekerroksen muodostamista. Useissa sovelluksissa vain pieni osa pintakäsittelyaineesta kiinnittyy paperiin, jolloin paluuvirta säiliöön on lähes yhtä suuri kuin syöttövirtaus. [9]



Kuva 2.5. Päälystysaseman konekierto. Painesihtti on merkitty kuvaan punaisella. [3]

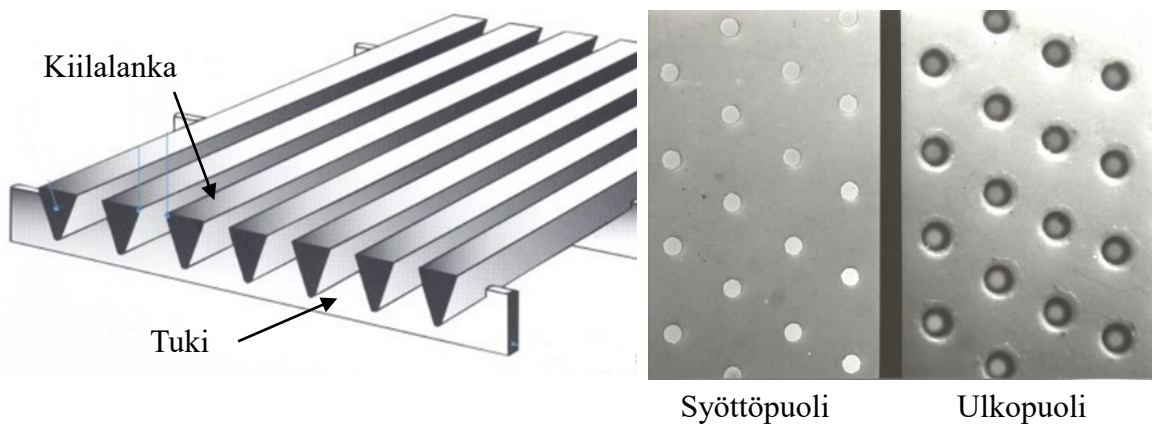
Ennen pintakäsittelyä tapahtuva sihtaus on tärkeä osa prosessia, sillä paperin pintaan lisättävä kerros on hyvin ohut. Epäpuhtaudet voivat aiheuttaa ongelmia pintakäsittelyprosessille ja laatuvirheitä paperiin. Sovelluksesta riippuen konekierron sihtaustarkkuus on yleensä 75 - 200 μm . Tyypillisiä sihdattavia epäpuhtauksia ovat esimerkiksi päälystysasemalta paluuvirran mukana tulevat epäpuhtaudet: hiekkaa, paperikuituja paperiradasta tai radan kuljettamia huopakarvoja muualta paperikoneesta. Lisäksi sihdattavana voi olla epätäydellisestä valmistusprosessista johtuvia epäpuhtauksia päälystekeittiöstä tai putkistoon kertyneitä, ja sieltä irronneita, sedimenttejä. [9]

Nykyään konekierron sihteinä käytetään yleensä mekaanisella kaavauksella ja automaattisella rejektioinnilla puhdistuvia painesihtejä, joista on esimerkkejä kuvassa 2.6. Virtaus ohjataan sihtiin sen yläosasta, josta neste kulkee sihtiverkon läpi sihdin akseptipuolelle. Sihdin puhdistuksessa käytetään muovisia kaapimia, jotka jatkuvasti puhdistavat rummun pinnasta siihen kertyneitä epäpuhtauksia. Sihtirumpu on pyöreä, jolloin se kestää hyvin rummun yli vaikuttavan paine-eron ja rumpua on helppo puhdistaa pyörivillä kaapimilla. Pyörivät mekaaniset kaapimet ovat yleisin puhdistusratkaisu, mutta käytössä on myös ratkaisuja, joissa pyörivän kaapimen tilalla on pyöreä kiekkomainen kaavin, joka puhdistaa sihtirumpua edestakaisella pystysuuntaisella liikkeellä [12,13]. Lisäksi käytössä on ratkaisuja, joissa osa mekaanisista kaapimista on korvattu painepesureilla [14]. [9]



Kuva 2.6. Tyypillisiä painesihthejä. [11]

Toimiakseen tehokkaasti puhdistuskaapimet vaativat sihtiverkolle tasaisen pinnan, jota pyyhkiä. Sihtauksessa ei ole mahdollista käyttää useissa sovelluksissa yleistä kudottua sihtiverkkoa, vaan käytetään yleensä kuvan 2.7 mukaista kiilalankaverkkoa tai rei'itettyä levyä. Kiilalankaverkossa lankojen poikkileikkaus on kolmio, jolloin rakenne aukeaa virtaussuuntaan edetessä. Virtaussuuntaan aukeavassa sihtirakenteessa ahtain kohta on sihtiverkon pinnalla. Näin sihtiverkon sisään päätnyt epäpuhtaus jää vain pienellä todennäköisyydellä kiinni sihtiverkon sisään. Kiilalankaverkko on vaihtoehtoista selvästi yleisempi, koska se on halvempi valmistaa ja sen avoin pinta-ala suhteessa sihtin pinta-alaan on suurempi, jolloin myös sihtin kapasiteetti on suurempi. Reikälevyä käytetään lähinnä sovelluksissa, joissa sihdattavassa nesteessä olevat kuidut muodostavat ongelman. Kuidut kulkeutuvat reikälevyn läpi vain, kun ne osuvat suoraan verkon reikiin, jolloin reikälevy pysäyttää kuituja paljon paremmin kuin kiilalankaverkko. [4]



Kuva 2.7. Sihtiverkkovaihtoehdot. Kiilalankaverkko (vas.) ja reikälevy (oik.). [11]

Normaalisti sihdin toiminnan aikana sihdin sisään ja pohjalle kertyy epäpuhtauksia, joita ei toiminnan aikana poisteta sihdistä. Lopulta puhdistavista kaapimista huolimatta epäpuhtauksia kertyy niin paljon, että epäpuhtauksia jää myös sihtiverkon pinnalle. Tällöin sihti alkaa tukkeutumaan eli paine-ero sihtiverkon yli kasvaa. Tukkeutuneen sihdin sisältä poistetaan epäpuhtauksia rejektoimalla eli avaamalla sihdin pohjaventtiili. Näin sihtiverkko puhdistuu ja paine-ero sihtiverkon yli putoaa. Rejektointi ei kuitenkaan täysin puhdistaa sihtiä, vaan rejektointien välillä paine-ero kasvaa ja lopulta sihti on avattava, puhdistettava ja pestävä kokonaan. [4]

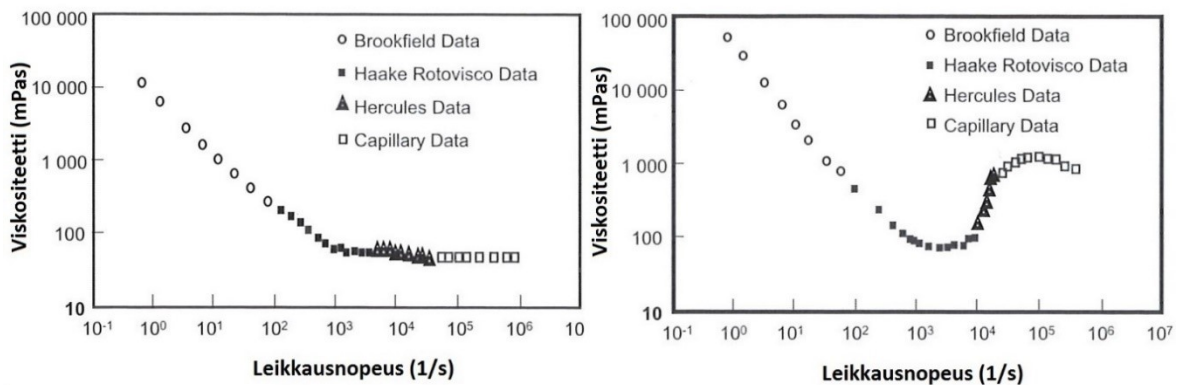
Muuallakin paperikoneessa, esimerkiksi pastakeittiöllä, käytetään konekierron sihtiä vastaavia painesihtejä. Rejektointi muissa kohteissa ei kuitenkaan ole yleensä ongelma, mutta päällystysaseman konekierto on prosessina herkempi ja ongelmia voi ilmetä. Rejektoinnin aikana virtaus sihdin läpi pienenee, mikä aiheuttaa hetkellisen paineen putoamisen konekierron painelinjassa. Jos päällystys- tai pintaliimausprosessi on herkkä painevaihteluille, rejektointi konekierrossa päällystyksen aikana voisi aiheuttaa koneeseen ratakatkon. Tämän vuoksi rejektointi suoritetaan yleensä ratakatkojen aikana, jolloin painevaihtelut eivät ole haitallisia. Uuden sihtimallin kehityksen ensimmäinen tavoite on nimenomaan rejektoinnin ja siten ratakatkoja aiheuttavien painevaihteluiden, vähentäminen konekierrossa. Ratakatkojen välttäminen on ensiarvoisen tärkeää paperinvalmistusprosessin kannattavuuden kannalta. Paperikoneessa on aina ratakatkoja ja ratakatkon aikana konekierron sihti voidaan huoletta rejektoida. Tällä hetkellä painesihdin tukkeutuminen vaatii rejektointia useammin kuin ratakatkoja muuten ilmenee, jolloin painesihdin rejektointi rajoittaa paperintuotantoa. [9]

3 Konekierron sihtaamisen kehittäminen

3.1 Sihtauksen toimintaympäristö

Paremmen sihtiratkaisun kehityksessä ensimmäinen askel oli tunnistaa laitteen toimintaympäristö ja määrittää työlle tavoitteet. Seuraavaksi kehitettiin uusia konsepteja, joiden arveltiin täyttävän tavoitteet toimintaympäristön puitteissa. Alustavan suunnittelun jälkeen vaihtoehtoja vertailtiin ja arvioitiin mahdollisimman tarkasti. Vaihtoehtojen arvioinnin jälkeen on vaihtoehtojen toiminta varmennettava prototyypilaitteiden avulla. Lopulta viimeinen vaihe on uuden, kehitysvaihtoehtoon pohjautuvan, tuotteen saattaminen markkinoille. Tämän työn tarkoituksena oli tunnistaa toimintaympäristö, kehittää uusia konsepteja ja arvioida niiden käytettävyyttä numeerisen virtaussimuloinnin keinoin.

Sihdattavan nesteen ominaisuudet ovat sihtauksessa ensiarvoisen tärkeitä. Pintaliiman ja päällystepastan sihtauksessa nesteen ominaisuuksista oleellisin on viskositeetti, sillä nesteiden viskositeetti on huomattavasti korkeampi kuin veden. Pintaliiman viskositeetti on soveluksesta riippuen tyypillisesti käyttölämpötilassa n. 10-60 mPas (veden viskositeetti 20 °C lämpötilassa on n. 1 mPas). Pintaliima on riittävällä tarkkuudella newtonilainen neste, eli sen viskositeetti ei riipu leikkausnopeudesta. Päällystyspasta on viskositeetin suhteen huomattavasti monimutkaisempi neste kuin pintaliima. Pastan sisältämät partikkelit tekevät nesteestä ei-newtonilaisen, eli nesteen viskositeetti muuttuu leikkausnopeuden muuttuessa. Kuvasssa 3.1 on esimerkkinä kahden erilaisen päällystyspastan viskositeetti leikkausnopeuden suhteen. Päällystepastan viskositeetti on suurempi kuin pintaliiman, luokkaa 800-1500 mPas. Neste on pidettävä jatkuvasti liikkeessä, jotta päällysteen sisältämät kiinteät partikkelit eivät sedimentoidu. [9]



Kuva 3.1. Kaksi esimerkkiä päällystepastan viskositeetin käyttäytymisestä leikkausnopeuden suhteen. [9]

Viskositeetin lisäksi sihdattavasta nesteestä on huomattava, että nesteessä on mukana epäpuhtauksia, joiden poistaminen on sihtaamisen tavoite. Epäpuhtauspartikkelit voivat helposti jumiutua sihtiverkon sisään ja pinnoille. Yksittäisten epäpuhtauspartikkeleiden ja niiden muodon huomiointi vaihtoehtoja kehitettäessä on käytännössä mahdotonta. Toisaalta, epäpuhtauksien määrä suhteessa sihdattavan nesteen määrään on melko pieni: mikrotason epäpuhtaudet eivät juuri vaikuta nesteen makrokäyttäytymiseen ja makrotason suureita (turbulenssi ja leikkausjännitys) tarkastelemalla voidaan arvioida partikkeleiden tarttumista sihtiverkkoon.

Paperikoneen konekierto toimintaympäristönä edellyttää mahdollisimman tasaisen ja jatkuvan sihtausprosessin. Lyhytkin keskeytys sihtauksessa, tai muu virtauksen ja paineen häiriö, voi aiheuttaa päällystysasemalle kalliin ratakatkon. Päällyste ja pintaliima ovat materiaaleina edullisia, mutta niiden ylimääräinen rejektointi ja viemäriin laskeminen aiheuttaa turhaa materiaalihukkaa ja kuormitusta jätteenkäsittelyjärjestelmälle. [9]

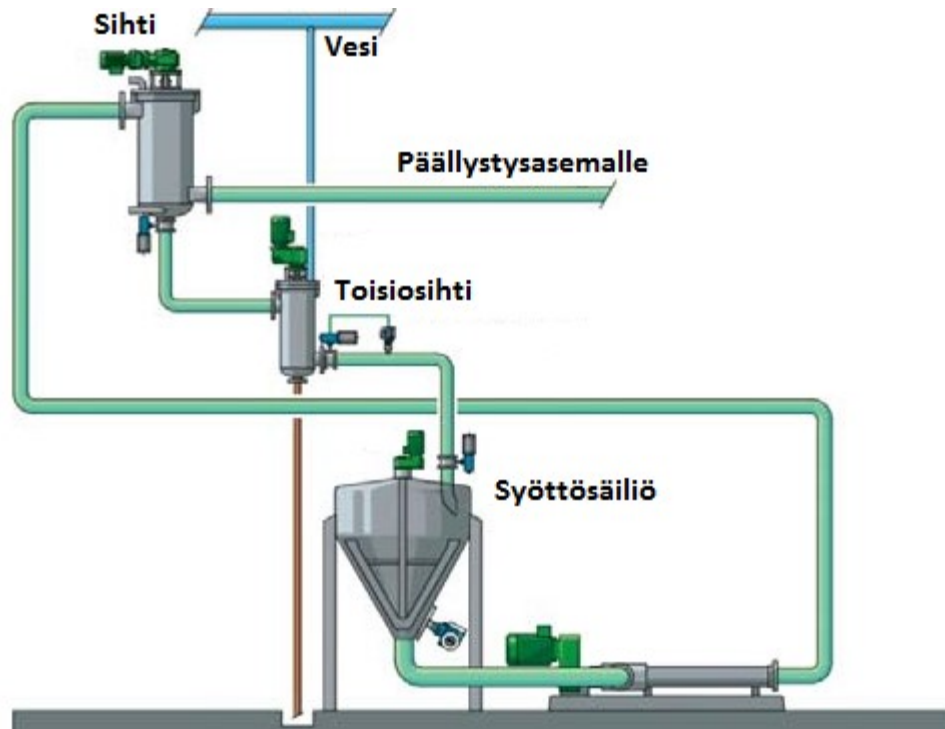
Nykyisissä sihtimalleissa käytettävä mekaaninen puhdistus on jo osoitettu toimivaksi. Menetelmällä ei kuitenkaan saavuteta riittävän pitkää rejektointiväliä. Nykyisen menetelmän etuja ovat yksinkertainen rakenne ja toimintaperiaate. Ongelmana on kuitenkin, että pyörivä mekaaninen kaavin ei poista epäpuhtauksia sihtiverkon pinnalta tietyissä sovelluksissa riittävän tehokkaasti. Kaavin ainoastaan työntää epäpuhtauksia edeltään ja saattaa painaa epäpuhtauksia sihtiverkon sisään niiden irrottamisen sijaan. Lisäksi mekaaninen kontakti tekee kaapimesta ja sihtirummusta kuluvat ja huoltoa vaativat osat.

3.2 Kehitystyön rajaaminen ja tavoitteet

Tämän työn puitteissa kehitystyö rajattiin ainoastaan pintaliimausaseman konekiertoon ja konekierrossa keskityttiin nykyisenkokoisen sihdin puhdistuksen tehostamiseen ja rejektointivälin pidentämiseen puhtaasti virtausmekaanisin keinoin. Sovellus päällystysaseman konekiertoon jätettiin pois, koska päällyste epänewtonilaisena nesteinä vaatisi käytettäviin resursseihin nähden liian kattavia simulointeja erilaisilla viskositeetin käyttäytymisillä leikkauksnopeuden suhteen. Pelkästään pintaliimasovelluksessa viskositeetin vaihtelu on pienempää kuin päällystepastalla, eikä laajoja tarkasteluja tarvittu. Vaikka tässä työssä keskityttiin pintaliimasovelluksiin, pyrittiin vaihtoehtojen kehityksessä huomioimaan soveltuvuus päällystyspastalle. Sihtivaihtoehtoja voidaan tietyin varauksin mahdollisesti soveltaa myös päällystyspastalle.

Sellaiset vaihtoehdot, joissa on mekaaninen kontakti sihtiverkon puhdistimen ja sihtiverkon välillä, jätettiin tämän työn ulkopuolelle, koska mekaanisen kontaktin tehoa ei ollut mahdollista arvioida virtaussimuloinnin keinoin ja muillakin keinoilla mekaanisen kontaktin puhdistustehon arviointi on haastavaa. Tässä työssä keskityttiin virtauksiin perustuviin menetelmiin ja niiden tehoon, mutta on huomioitava, että esimerkiksi mekaanisten kaavainten geometrian muokkaaminen tai mekaanisen kaavauksen yhdistäminen tässä työssä esitettyihin menetelmiin olisivat luultavasti mahdollisia keinoja tehostaa sihtiverkon puhdistusta ja hidastaa sen tukkeutumista.

Työn ulkopuolelle jätettiin sellaiset vaihtoehdot, joissa sihdin tukkeutumista hidastetaan muuttamalla konekierron komponentteja ja rakennetta. Esimerkiksi lisäämällä sihtien lukumäärää tai kokoa konekierrossa yksittäisen sihdin puhdistuskuorma pienenee ja sihti tukkeutuu hitaammin. Yksi vaihtoehto on lisätä varsinaisen konekierron painesihdin rejektilinjaan kuvan 3.2 mukaisesti toisiosihti. Tällöin varsinaista painesihtiä rejektoidaan jatkuvasti, mutta päällystettä päättyy viemäriin vain, kun toisiosihtiä rejektoidaan. Toinen sihti kytetään syöttösäiliöön eikä päällystysasemalle, jolloin sen rejektointi on vapaampaa. Toisiosihdin käyttö toimii hyvin hiekalle, joka valuu sihdin pohjalle, mutta kelluvat kuidut eivät laskeudu toisiosihtiin. Konekierron rakennetta muuttamalla rejektointiväliä voidaan yleensä pidentää, mutta ne poikkeuksetta monimutkaistavat konekierron rakennetta, lisäävät sen vaatimaa tilaa ja nostavat investointikustannuksia. Menetelmät eivät myöskään vaikuta suoraan painesihdin tukkeutumiseen.



Kuva 3.2. Painesihtin rejektilinjaan lisätty toisiosihti. [11]

Toimintaympäristön ja vaatimusten pohjalta määritettiin uuden sihdin kehitykseen tavoitteita, joita pyrittiin konseptivaihtoehtojen avulla täyttämään. Ensimmäinen ja tärkein tavoite ja motivaatio koko kehitystyölle on kehittää puhdistusmenetelmä, joka on tehokkaampi kuin nykyinen, jolloin sihdin tukkeutuminen hidastuu ja rejektointiväli pitenee. Tämä vähentää ratakatkoja ja poistaa sihtaukseen liittyvän tuotannon pullonkaulan. Toinen tavoite ja myös ehdoton vaatimus sihdin toiminnassa on sihdattavan nesteen (pintaliiman tai päällystepastan) laadun ja koostumuksen säilyttäminen. Lisäaineiden tai veden sekoittaminen nesteeseen sihtausprosessin aikana ei ole vaihtoehto. Kolmantena tavoitteena on, että uuden markkinoille saatettavan sihtimallin valmistus- ja käyttökustannukset eivät kasva moninkertaisiksi nykyiseen sihtimalliin verrattuna. Kustannukset voivat kasvaa nykyiseen sihtiin verrattuna, mutta liian suuret valmistuskustannukset rajaavat sihtimallin potentiaalisia markkinoita.

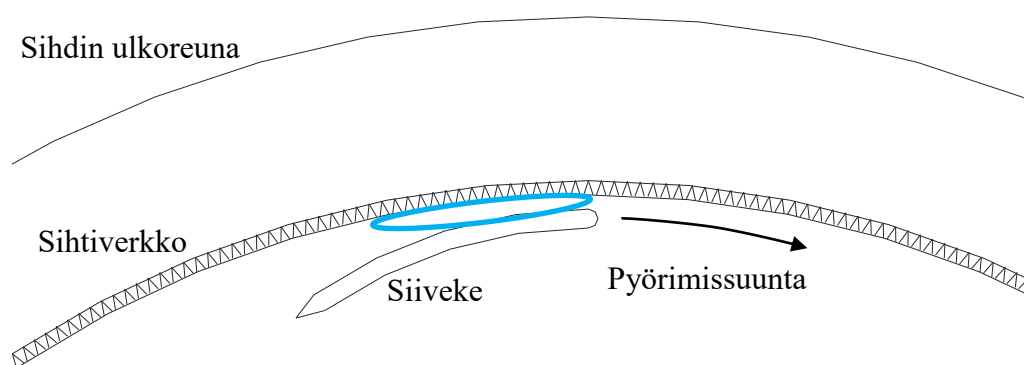
Pää tavoitteiden lisäksi määritettiin toissijaisia tavoitteita, jotka eivät olleet kriittisiä sihtikonseptin suunnittelussa, mutta auttoivat uusien konseptien kehittämisessä. Neljäs tavoite on liukuvien mekaanisten kontaktien vähentäminen. Pienempi määrä mekaanisia kontakteja tarkoittaa, että kuluvien osien määrä vähenee, jolloin huollon tarve ja käyttökustannukset laskevat. Viidentenä ja viimeisenä tavoitteena on liikkuvien osien vähentäminen. Näin sihdin rakenne yksinkertaistuu ja valmistus-, käyttö- ja huoltokustannukset pienenevät. Kehitystyölle määritetyt tavoitteet on myös listattu taulukossa 3.1. Luvuissa 3.3 - 3.5 esitetään näiden tavoitteiden pohjalta kehitetyt vaihtoehdot ja niihin liittyvät alustavat tarkastelut.

Taulukko 3.1. Diplomityön tavoitteet

Päättävöitteet	Tavoite
1	Uusi puhdistusmenetelmä on tehokkaampi kuin nykyinen
2	Uusi puhdistusmenetelmä ei heikennä sihdattavan nestein laatua
3	Valmistuskustannukset eivät kasva liian suuriksi
Toissijaiset tavoitteet	
4	Mekaanisten kontaktien määrän vähentäminen
5	Liikkuvien osien määrän vähentäminen

3.3 Kaavainten korvaaminen siivekekaavaimilla

Paperikoneen massanvalmistuksessa käytetään hienoon sihtaukseen saman tyyppisiä ja keskimäärin samalla rakokoolla varustettuja painesihdejä kuin pintaliimausasein konekierrossa. Niissä sihtiverkko pidetään puhtaana mekaanisten kaavaimien sijaan siivekekaavaimilla. Siiveke on muotoiltu samaan tapaan kuin lentokoneen siipi. Siivekekaavaimen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 3.3. Siiveke aiheuttaa sihtiverkon pintaan alipainepiikin, joka aiheuttaa verkkoon takaisinvirtauksen, joka irrottaa verkon pinnasta tehokkaasti siihen kiinnittyneitä epäpuhtauspartikkeleita. Painevaihteluiden lisäksi siivekkeiden tarkoitus on aiheuttaa verkon pinnalle korkea tangentialinen nopeus ja turbulenssia. Tangentialinen nopeus ja turbulenssi estävät kuituja tarttumasta toisiinsa ja muodostamasta ”flokkeja”, jotka tukkivat verkkoa. [15]



Kuva 3.3. Siivekekaavaimen toimintaperiaate. Siivekkeen ulkopuolelle syntyy alipaine (sininen alue) ja hetkellinen takaisinvirtaus.

Vaikka massanvalmistuksessa tehtävä sihtaus tapahtuu samalla tarkkuudella ja prosessi on vastaava, massanvalmistuksen sihtejä ei ole järkevää käyttää suoraan pintaliimausasein konekierrossa. Massanvalmistuksen sihteissä siivekkeiden kehänopeus on hyvin suuri, 10-26 m/s. Suuri kehänopeus tarkoittaa, että erityisesti korkean viskositeetin nesteille tarvitaan tehokas moottori siivekkeiden pyörittämiseen, mikä tarkoittaa suuria käyttö- ja investointikustannuksia. Massanvalmistuksessa suurella nopeudella halutaan alipainepiikin lisäksi synnyttää sihtiverkon pinnalle suuri tangentialinen nopeus ja korkea turbulenssi. Tämä estää massan sisältämiä kuituja takertumasta toisiinsa. Massanvalmistuksessa siivekkeen ja sihtiverkon muotoilulla vaikutetaan myös siihen, miten eri mittaiset kuidut kulkevat sihdin läpi. [15]

Pintaliiman sihtaus on prosessina yksinkertaisempi, koska siivekkeen ominaisuuksista halutaan ainoastaan siivekkeen synnyttämä alipainepiikki siivekkeen takana. Ylipaineipiikin ja syntymistä ei voi täysin estää, mutta liian suuri ylipaine saattaa työntää epäpuhtauksia sihdin sisään kiinni tai ylimääräisiä partikkeleita sihdin läpi. Siivekkeiden käyttöä suunniteltaessa oleellisia tekijöitä ovat siivekkeen muoto, etäisyys sihtiverkosta ja siivekkeen kehänopeus [6]. Jotta välttyttäisiin massanvalmistuksen sihtien suurelta moottorilta, pyritään muotoilemaan siivekke siten, että haluttu takaisinvirtaus saavutetaan pienemmällä siivekkeiden kehänopeudella kuin massanvalmistuksessa, esimerkiksi 5-10 m/s.

Siivekkeisiin liittyvän yleisen teorian [16] mukaan siivekkeen toiminta jaetaan kahteen osaan. Siivekkeen keskilinjän muoto ja kulma virtaussuuntaan nähden aiheuttavat siiven nosteen ja samalla paineen käyttäytymisen siiven matkalla. Siivekkeen paksuus liittyy teoriassa pelkästään virtauksen mahdolliseen irtoamiseen ja turbulenssin kehittymiseen. Optimaalisen geometrian löytäminen siivekkeille on hyvin haastava tehtävä ja vaatii käytännössä iteroivan prosessin virtaussimulointia ja kokeita. Massanvalmistussiivekkeille tehtyjen tutkimusten [6,17,18] pohjalta optimaalinen siivekke riippuu prosessin tarpeista ja parametreista. Yksinkertaisuuden vuoksi päätettiin tämän työn puitteissa tutkia ainoastaan kuvan 3.3 mukaista taivutetusta levystä helposti valmistettavaa ympyräkaaren muotoista siivekeratkaisua. Tällainen ratkaisu ei ole siivekkeenä optimaalinen, mutta sillä on mahdollista saavuttaa hyvä noste ja siten tehokas alipainepiikki [19].

Mekaanisten kaavaimien korvaaminen siivekkeillä luultavasti nostaa sihdin valmistus- ja käyttökustannuksia jonkin verran, muttei kuitenkaan moninkertaiseksi. Koska siivekeratkaisu pyörii suurella nopeudella, täytyy pyörivä osa sihdistä tasapainottaa ja laakeroida huomattavasti paremmin kuin nykyinen mekaaninen kaavain. Käyttö- ja huoltokustannukset sihdille nousevat marginaalisesti tehonkulutuksen myötä, mutta toisaalta siivekkeen kulumisen pitäisi olla vähäisempää kuin mekaanisten kaavaimien. Siivekekaavaimilla varustetun sihdin valmistaminen on kalliimpaa, mutta ei vaadi teknisesti haastavia ratkaisuja, joten kustannusten nousu on hyväksyttävää, mikäli siivekkeellä on hyvä puhdistusteho.

3.4 Kaavainten korvaaminen sihdattun pintaliiman painepesurilla

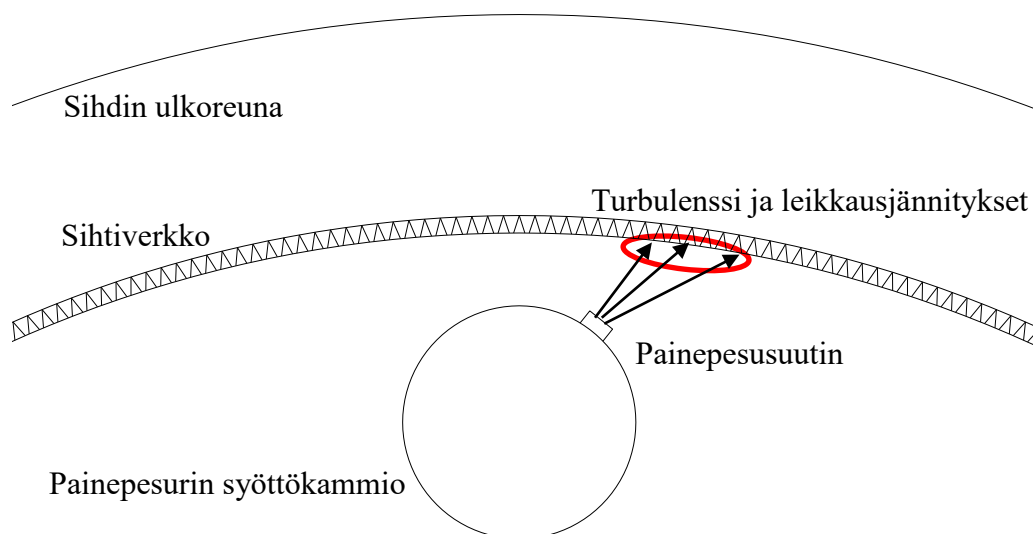
Joissain sihtiverkon puhdistusratkaisuissa käytetään sihtiverkon puhtaanapidossa korkeapaineista vettä [14]. Myös, kun sihti avataan, sihtirumpu puhdistetaan painepesurilla. Veden käyttö pesussa kuitenkin vaikuttaa pintaliiman koostumukseen ja siten käyttäytymiseen pintaliimausasemalla, jolloin saavutettava hyöty on pienempi kuin syntyvä haitta. Mikäli käytetään pesunesteenä pintaliimaa, välttyään koostumuksen muutoksilta. Korkeapainepesurilla, joka käyttää kertaalleen sihdattua pintaliimaa, saavutetaan mahdollisesti painepesurin puhdistusominaisuudet ilman vesipesun haittoja. Painepesu kannattaa suorittaa kertaalleen sihdattulla pintaliimalla, jotta painepesuri ei tukkeudu yhtä helposti eikä lisäksi työnnetä epäpuhtauksia sihtiverkkoon ja sen läpi. Sihdin kapasiteetti pienenee, kun pintaliimaa joudutaan sihtaamaan kahteen kertaan, mutta tukkeutumattoman sihtiverkon kapasiteetti ei ole sovelluksissa ongelma. Heikentynyt kapasiteetti ei siten haittaa, jos sihdin tukkeutuminen hidastuu merkittävästi.

Painepesu voidaan toteuttaa kahdella tavalla. Sisäpuolisessa painepesurissa sihtiverkkoa puhdistetaan kuvan 3.4 mukaisesti sihtiverkon sisäpuolelle asetettavalla suutinrivistöllä. Sihdin sisään asetetaan sylinterimäinen syöttökammio, johon suuttimet asetetaan pystysuunta-

seen riviin sopivaan kulmaan sihtiverkkoon nähden. Syöttökammioon johdetaan korkeapaineista pintaliimaa, jolloin painepesusuuttimista lähtevä suihku muodostaa sihtiverkon pintaan eräänlaisen ”veitsen”, joka irrottaa sihdin pinnasta epäpuhtauksia. Suihku aiheuttaa sihtiverkon leikkausjännityksiä, jotka irrottavat sihtiverkosta epäpuhtauksia. Riittävän suurilla Reynoldsin luvuilla Re (3.1) suihkuun kehittyy myös turbulenssia, joka sekin puhdistaa sihtiverkkoa [20].

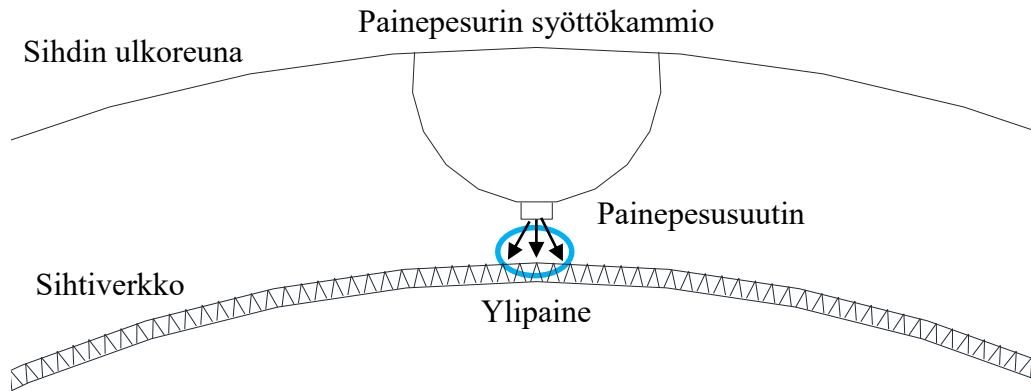
$$Re = \frac{UL\rho}{\mu}, \quad (3.1)$$

jossa U on virtauksen nopeus, L on tapauksesta riippuva karakteristinen mitta, ρ on nesteen tiheys ja μ on dynaaminen viskositeetti. Tällä menetelmällä ei ole mahdollista synnyttää sihtiverkkoon samanlaista takaisinvirtausta kuin siivekekaavainten tapauksessa. Lisäksi paineistettu pintaliima on johdettava sihdin pyörivään keskiosaan.



Kuva 3.4. Sisäpuoleisen painepesurin toimintaperiaate. Suutinten aiheuttama suihku pyyhkii sihtiverkon pintaa ja aiheuttaa turbulenssia ja leikkausjännityksiä (punainen alue).

Toinen vaihtoehto painepesurille on toteuttaa pesu ulkopuolelta kuvan 3.5 mukaisesti. Painepesurilla on samanlainen syöttökammio ja suutinrivistö kuin sisäisellä painepesurilla. Suuttimet asetetaan kohtisuoraan sihtiverkkoon nähden ja suihkun osuessa sihtiverkkoon, paine sihdin ulkopuolella nousee, virtaus kääntyy sihtiverkossa päinvastaiseksi ja saavutetaan vastaava pesuominaisuus kuin siivekekaavainten avulla. Ulkopuolinen painepesuri vaatii sihtirummun pyörittämistä pyörivän painepesurin sijaan. Sihdin pyöritysmekanismista tulee näin monimutkaisempi ja haastavampi toteuttaa. Pyörivän sihtirummun reunat täytyy tiivistää, jotta neste ohjautuu sihtirummun läpi.



Kuva 3.5. Ulkopuolinen painepesu. Suutinten suihku osuu sihtiverkkoon ja aiheuttaa yli-paineen (sininen alue) ja siten vastavirtauksen.

Suuttimet käsitellään yleisesti suihkuna, joka suuntautuu vapaaseen tilaan. Tällaisille suihkuille on olemassa analyyttisiä ratkaisuja, esim. [21]. Analyyttisistä ratkaisuista nähdään, että suihkun nopeus putoaa hyvin nopeasti, kun etäisyys suuttimeen kasvaa. Yhdellä suuttimella kyetään kattamaan sihdin pystysuunnassa sitä pienempi alue, mitä lähempänä suutin on sihtiverkkoa. Toisaalta suuttimen painetta kasvattamalla kasvatetaan virtausnopeutta, mutta silloin suutinten virtausmäärä kasvaa. Karkeita arvioita näistä suureista voidaan tehdä esimerkiksi Bernoullin lain

$$p + \rho gh + \frac{1}{2} \rho U^2 = \text{vakio} \quad (3.2)$$

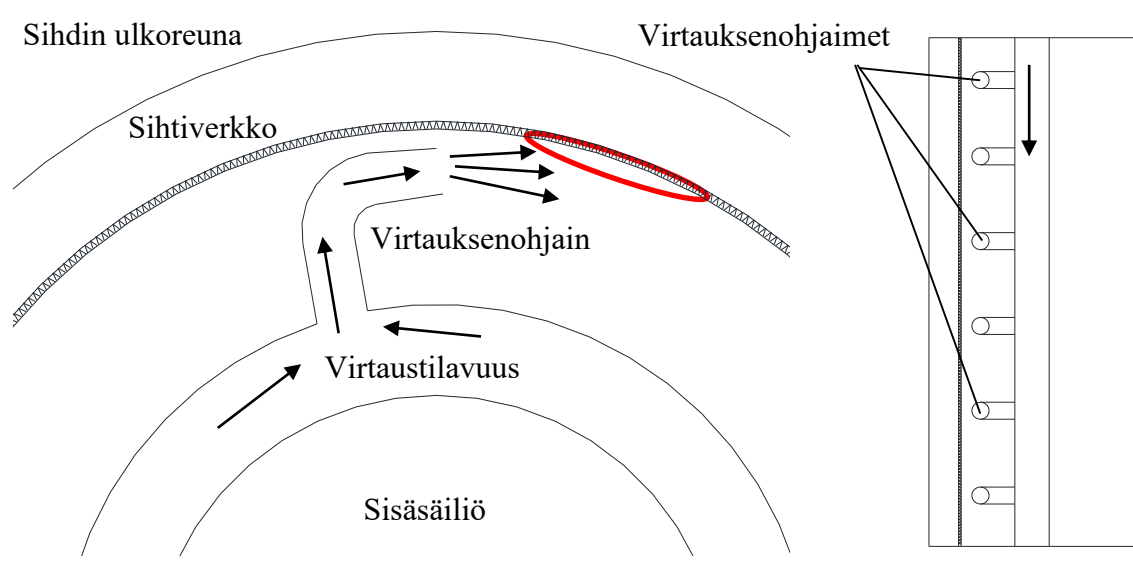
avulla, jossa p on staattinen paine, g gravitaatiovakio ja h korkeusero referenssitilasta [21]. Bernoullin laki kuvaa paineen, korkeuden ja virtausnopeuden yhteyden kitkattomassa tapauksessa virtaviivalla. Bernoullin lain avulla arvioitiin virtausnopeuden ja syöttöpaineen yhteyttä ja sitä kautta suutinten kokoa. Suutinrivistön virtaus asetettiin noin 10–20 %:n koko sihdin virtauksesta, jolloin suutinten syöttöpaine asettuu välille 5–20 bar ja suuttimen halkaisija on 0,5–2 mm.

Kustannusten kannalta painepesujärjestelmä on kalliimpi kuin nykyinen sihtimalli. Sihdin toiminta vaatii erillisen korkeapainepumpun- ja pumppausyksikön, jolla tuotetaan suuttimille tarvittava korkeapaineinen neste. Lisäksi tarvitaan nesteensyöttöjärjestelmä sihdin sisään ja korkeapainesuuttimet. Ulkopuolisessa pesussa laitteen rakenne monimutkaistuu, sillä suutinrivistö on paikallaan ja sihtirumpua pyöritetään. Suutinrivistön pyörittäminen sihtiverkon ulkopuolella monimutkaistaisi rakennetta liikaa ja vaatisi sihtirummun ulkopuolelle merkittävästi enemmän tilaa pienentäen sihtiverkon pinta-alaa. Sihtirummun pyörittäminen vaatii sihtirummun reunojen tiivistämistä, mikä on oma haasteensa. Pesusuutinten valmistus- ja käyttökustannukset ovat siten suuremmat kuin nykyisillä mekaanisilla kaavaimilla, mutta haasteet ovat toteutettavissa teknisin ratkaisuin. Tällöin puhdistusmenetelmien toimituksessa kustannusten nousu on hyväksyttävissä. Molemmissa pesusuutintratkaisuissa käytön kustannuksia nostavaksi tekijäksi muodostuu suutinten vaihtaminen. Mikäli suuttimet tukkeutuvat ja kuluvat liian nopeasti käytössä, niiden vaihtaminen ja hankkiminen voi aiheuttaa liian suuren kustannusten nousun.

3.5 Sihtiverkon sisäisten virtausten ohjaaminen

Pesusuuttimissa pyritään sihtiverkon tukkeutumista estämään luomalla sihtiverkon pinnalle korkea turbulenssi ja leikkausjännityksiä. Ulkoisten pesusuutinten sijaan turbulenssia ja leikkausjännityksiä kehitetään hyödyntämällä sihdin syöttövirtausta ja sen painetta, jotta virtausnopeuksia ja siten turbulenssia ja leikkausjännityksiä saadaan lisättyä. Virtausnopeuksien kasvattaminen sihdissä lisää väistämättä sihdin painehäviötä, mutta toisin kuin pesusuutinten tapauksessa, virtausnopeuksia kasvatettaessa ei tarvita erillistä pumppua ja pumppauskiertoa. Ainoastaan konekierron kiertopumpun mitoituksesta on huolehdittava.

Virtauksia ohjaamalla sihdin virtauksiin voidaan vaikuttaa useilla eri tavoilla, mutta tässä työssä rajoituttiin tarkastelemaan kuvan 3.6 mukaisia ratkaisuja. Virtaus ohjattiin ensin sihdin keskelle välitilavuuteen, johon liitettiin putkimaisia virtauksenohjaimia. Ohjaimet kasvattivat virtausnopeutta ja käänsivät virtauksen sihtiverkon suuntaiseksi. Näin virtausnopeudet kasvoivat sihdissä ja sihtiverkon pinnalle syntyi turbulenssia ja leikkausjännityksiä kuten sisäisillä painepesusuuttimilla.



Kuva 3.6. Sisäisten virtausten ohjaaminen. Kuva ylhäältä (vas.) ja sivusta (oik.). Sihdin virtaus käännetään ohjainten avulla sihtiverkon pinnalle, johon syntyy leikkausjännityksiä ja turbulenssia (punainen alue).

Virtauksenohjainten mitoitusta arvioidaan karkeasti Bernoullin lain (3.2) avulla. Sihdin ylimääräinen painehäviö saa maksimissaan olla noin 0,3–0,5 bar ja halutaan mahdollisimman kattava virtaus sihdin pystysuunnassa. Näillä perusteilla virtausnopeus ohjaimissa on noin 6–10 m/s, virtauksenohjainten lukumäärä on 4–8 kpl yhdellä puolella ja putkien halkaisija on 15–25 mm.

Virtauksenohjaimilla varustetun painesihdin valmistuskustannukset nousevat nykyisestä sihdistä. Sihtiin rakennetaan ylimääräinen pyörivä osa, joka eristää sihdin syöttöpuolen ja sihtiverkon pinnat toisistaan ja ohjaa virtauksen sihdin pinnalle. Lisäksi uusi osa tiivistetään, jotta virtaus ohjautuu virtauksenohjainten läpi. Tiivistäminen on virtauksenohjainten tapauksessa yksinkertaisempaa kuin ulkoisten pesusuutinten tapauksessa, sillä pieni vuoto tiivistäessä ei haittaa sihdin toimintaa eikä mahdollista epäpuhtauksien pääsyä sihdin läpi. Verattuna siivekekaavaimiin tai pesusuuttimiin virtauksenohjaimilla toteutettava ratkaisu on

siten todennäköisesti edullisin. Mikäli konekierron syöttöpumpun mitoitus muutetaan, uusitun sihtirakenteen kustannukset voivat nousta selkeästi suuremmaksi. Käytönaikaisten kustannusten ei tässä tapauksessa pitäisi merkittävästi nousta, sillä mekaaninen kontakti sihtiverkon ja kaavainten välillä katoaa, ja virtauksenohjaimet mitoitetaan siten kulumaan hitaasti.

4 Virtaussimulointi

4.1 Virtaussimulointi sihtien mallinnuksessa

Tässä työssä sihtien puhdistuskeinoja päädyttiin tutkimaan virtaussimuloinnin keinoin. Virtaussimuloinnin avulla on mahdollista tarkastella useita eri konsepteja huomattavasti pienemmillä resursseilla ja pienemmin kustannuksin kuin kokeellisten mittausten avulla. Virtaussimuloinnalla kyetään kokeilemaan useita ratkaisuja nopealla aikataululla, sillä uusien laitteiden valmistukseen ei tarvitse käyttää aikaa. Etu kokeelliseen tutkimukseen verrattuna on, että virtausmalli tallentaa kaikki virtauksen suureet ja ilmiöt, kun kokeellisessa tutkimuksessa tarkastellaan vain rajallista määrää ennalta valittuja suureita. Virtaussimuloinnin suurin haittapuoli on, että virtausten mallintaminen numeerisesti on hyvin haastavaa ja simulointituloksiin tulee suhtautua varauksella. Vertaamalla simulointituloksia kokeellisiin tuloksiin virtausmallien luotettavuus paranee, mutta tulokset eivät koskaan vastaa täysin todellista tilannetta.

Fluidien virtaus on fysikaalisesti hyvin monimutkainen ilmiö, joka on jatkuvan tutkimuksen kohteena. Analyttinen, tarkka ratkaisu tunnetaan vain muutamille yksinkertaisille virtaustapauksille ja geometrioille. Analyttiset ratkaisut ovat virtausten teorian ja simulointitulosten varmentamisen kannalta oleellisia apukeinoja, mutta käytännön virtaustapausten ratkaisussa niistä on vain harvoin apua. Virtaussimuloinnissa virtausta hallitsevat yhtälöt muunnetaan tietokoneiden ymmärtämään diskreettiin muotoon ja ratkaistaan numeerisesti [21]. Sopivilla menetelmillä on mahdollista ratkaista virtauksia tarkasti, mutta tällöin vaadittava laskentakapasiteetti on liian suuri käytännön sovelluksiin. Käytännön virtaustilanteiden simuloinnissa tyydytään vain arvioihin virtauksista. Virtaussimulointi alana kehittyy jatkuvasti ja tietokoneiden laskentakapasiteetin nopea kehitys on taannut, että yhä suuremmat ja monimutkaisemmat virtausongelmat ovat ratkaistavissa [22]. Vaikka virtaussimuloinnissa joudutaan tyytymään arvioihin virtauksista, erityisesti insinöörisovelluksissa virtaussimuloinnin tuloksia käytetään tehokkaasti apuna suunnittelussa: arviot virtauksista, parametrien suhteelliset muutokset ja keskiarvot ovat monessa sovelluksessa tärkeämpiä kuin virtauksen hetkelliset tarkat arvot. [23]

Pintaliimausaseman konekierrossa sihtien virtausmekaniikkaa on tutkittu melko vähän. Laitteiden mitoitus on perustunut kokemusperäisiin arvioihin tarkan mitoituksen ja tutkimuksen sijaan. Aikaisempaa tietoa virtausten käyttäytymisestä sihtien sisällä on siten heikosti saatavilla. Mittaustulosten puuttuminen vaikeuttaa tämän työn puitteissa tehtyä virtaussimulointia, sillä kokeellista mittaustietoa simulointitulosten varmistamiseksi ei ollut saatavilla. Vaikka kehityskohteena olevien sihtien tutkimus on ollut vähäistä, muissa vastaavissa sovelluksissa käytettäviä sihtejä ja sihtiverkkoja on tutkittu ja simuloitu paljon. Esimerkiksi paperikoneen massanvalmistuksessa käytetään kiilalankaverkollisia painesihhtejä. Virtauksia massanvalmistuksen sihtiverkoissa ovat simuloineet esimerkiksi Gooding [24] ja Dong [25]. Virtaussimulointia on myös tehty paljon erityyppisille sihtiverkoille, esimerkiksi Teitel [26], Valli [27] ja Green [28].

Tämän työn puitteissa sihtien virtaussimuloinnissa rajoituttiin tarkastelemaan sihtien virtauksia tasapainotilassa puhtaalle nesteelle. Pyrkimyksenä oli selvittää sihtien tukkeutumisenopeutta, joka on aikariippuva tapahtuma. Tasapainotilan laskeminen säästää huomattavasti laskentaresursseja, jolloin voidaan laskea useampia tapauksia samassa ajassa, koska aika-riippuvissa virtausratkaisuisakin tyydyttäisiin ratkaisemaan vain keskimääräinen sihtien

tukkeutumisenopeus. Koska simulointi tehtiin tasapainotilan laskentana, voitiin jättää pois vaikeasti mallinnettavat epäpuhtaudet nesteessä. Sekalaisten epäpuhtauksien (erilaisia kuituja, hiekkaa ja pintaliimakokkeja) kulkeutumisen mallintaminen sihdin sisällä olisi ollut hyvin haastava tehtävä, eikä ilman kattavia kokeellisia varmistuksia olisi voitu luotettavasti simuloida kulkeutumista sihdissä [23]. Epäpuhtauksien suhteellinen osuus nesteessä on pieni, jolloin epäpuhtaudet eivät vaikuta varsinaiseen nesteen virtaukseen. Olettamalla epäpuhtauksien jakautuvan nesteeseen tasaisesti, sihdin tukkeutumisenopeuden arvioimiseksi voitiin vain vertailla virtausnopeutta sihdissä. Suurempi virtausnopeus sihdin läpi kerryttää pinnalle enemmän epäpuhtauksia. Näin vaikean ajasta riippuvan ja epäpuhtauksien kulkeutumismallin sijaan saavutettiin vastaava tarkkuus tarkastelemalla ainoastaan sihdin virtauksen tasapainotilaa ja virtausnopeuksia sihdissä.

4.2 Virtausmekaniikan yhtälöt ja numeeriset menetelmät

4.2.1 Jatkuvuus- ja liikemääräyhtälöt

Tarkasteltaessa yksittäisen partikkelin liikettä, tarkastelu on verrattain yksinkertaista, jos koordinaatisto on kiinnitetty partikkeliin ja liikkuu sen mukana (Lagrangen systeemi). Virtaustarkasteluissa partikkelit liikkuvat jatkuvasti ja niiden määrä on suuri, joten yksittäisten partikkelien seuraaminen on vaikeaa tai jopa mahdotonta. Virtauslaskennassa tarkastelu tapahtuu usein paikallaan olevassa inertiaalikoordinaatistossa (Eulerin systeemi). Partikkelin liikettä on mahdollista tarkastella paikallaan olevassa koordinaatistossa, kun hyödynnetään kokonaisderivaattaa

$$\frac{DQ}{Dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + (\nabla \cdot \mathbf{U})Q, \quad (4.1)$$

jossa Q on tarkasteltava suure, $\frac{\partial}{\partial t}$ osittaisderivaatta ajan suhteen, \mathbf{U} on partikkelin nopeusvektori ja $\nabla \cdot$ tarkoittaa divergenssioperaatiota. [21]

Kokonaisderivaattaa tarvitaan muodostettaessa virtaussysteemille massan säilymislaki, eli jatkuvuusyhtälöä. Lagrangen systeemissä massan säilymislaki on hyvin yksinkertainen

$$m = \rho V = \text{vakio}, \quad (4.2)$$

jossa m on partikkelin massa ja V tilavuus. Eulerin systeemissä massan säilymislaki saadaan materiaaliderivaatan (4.1) avulla muotoon

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0. \quad (4.3)$$

Tässä työssä tarkastellaan virtaavia nesteitä, jotka ovat hyvällä tarkkuudella kokoonpuristumattomia, eli $\rho = \text{vakio}$. Tällöin yhtälö (4.3) yksinkertaistuu edelleen muotoon

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0. \quad (4.4)$$

Toinen tärkeä säilyvyyslaki virtaussysteemille on liikemäärän säilymislaki. Virtausmekaniikassa Newtonin liikemäärän säilymislakia on mielekästä tarkastella muodossa

$$\rho \frac{D\mathbf{U}}{Dt} = \mathbf{f}_{vol} + \mathbf{f}_{sur}, \quad (4.5)$$

jossa liikettä tarkastellaan tilavuusyksikköä kohti ja vaikuttavat voimat on jaettu tilavuusvoimiin \mathbf{f}_{vol} ja pintavoimiin \mathbf{f}_{sur} . Tilavuusvoimia ovat esimerkiksi sähkö- tai magneettikentistä aiheutuvat voimat ja gravitaatio. Usein näistä huomioidaan vain gravitaatio, jolloin saadaan

$$\mathbf{f}_{vol} = \rho \mathbf{g}, \quad (4.6)$$

jossa \mathbf{g} on gravitaatiokiihtyvyyssvektori. [21]

Tarkastellaan seuraavaksi pintavoimia \mathbf{f}_{sur} , jotka muodostuvat tarkastelupartikkelin pinoilla vaikuttavista jännityksistä. Tarkastelutilavuuden sisällä jännitykset kumoavat toisensa, joten vaikuttava voima saadaan jännityksen muutoksesta kappaleen matkalla eli

$$\mathbf{f}_{sur} = \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_{ij}, \quad (4.7)$$

jossa τ_{ij} on leikkausjännitys kappaleen pinnalla i akselin j suuntaan. Jännitykset koostuvat kohtisuoraan pintoja vastaan kohdistuvasta hydrostaattisesta paineesta ja pintojen suuntaisesta viskoottisesta jännityksestä. Newtonilaiselle nesteelle, jonka dynaaminen viskositeetti μ on vakio, saadaan jännitys muotoon

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij}\lambda(\nabla \cdot \mathbf{U}), \quad (4.8)$$

jossa δ_{ij} on Kroneckerin delta-funktio ($\delta_{ij} = 1$, jos $i = j$ ja $\delta_{ij} = 0$, jos $i \neq j$), $\frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ on nopeuskomponentin u_i muutos komponentin x_j suunnassa ja λ tilavuusviskositeetti. Kokoonpuristumattomalle virtaukselle pätee lisäksi $\nabla \cdot \mathbf{U} = 0$.

Yhdistämällä yhtälöön (4.5) yhtälöt (4.6), (4.7) ja (4.8) muodostuu liikemääräyhtälöstä kuuluisa Navier-Stokes-yhtälö

$$\rho \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{UU} + \nabla p = \mu \nabla^2 \mathbf{U} + \rho \mathbf{g}, \quad (4.9)$$

joka on samaa muotoa kuin simulointiohjelmisto Fluentin käyttämä yhtälö. Vaikka virtaus oletetaan puristumattomaksi, yhtälössä (4.9) ei ole asetettu $\nabla \cdot \mathbf{U} = 0$. Tämä johtuu iteroivasta ratkaisuprosessista, eikä jatkuvuusyhtälön toteutuminen ole taattua kaikissa ratkaisun vaiheissa. [21,23]

4.2.2 Turbulenssi ja turbulenssimallinnus

Virtaukset jaetaan niiden ominaisuuksien perusteella karkeasti kahteen luokkaan, laminaarisiin ja turbulenttisiin virtauksiin. Laminaarisessa virtauksessa virtaviivat eivät risteä toisiaan, vaan virtaus on ”kerroksittaista”. Laminaariselle virtaukselle tunnetaan tietyissä tapauksissa tarkkoja analyttisiä ratkaisuja, mutta monimutkaisillekin tapauksille virtausten numeerinen ratkaiseminen on verrattain yksinkertaista, koska laminaarinen virtaus on ennustettavaa ja tasaista. Turbulenttisessa virtauksessa virtaviivat risteävät toisiaan, virtaus on kaoottista ja aina ajasta riippuvaa. Vaikka turbulenssi on kaoottista, virtauksesta on havaittavissa selkeitä rakenteita ja virtauksen aikakeskiarvo on tasainen virtaus. Turbulenttiselle virtaukselle ei tunneta tarkkoja analyttisiä ratkaisuja, mutta sen aikakeskiarvolle on olemassa osittain mittaustuloksiin perustuvia korrelaatiokaavoja. Käytännön sovelluksissa virtaus on hyvin usein turbulenttista. [21]

Turbulenssi ilmiönä on hyvin monimutkainen; vuosikymmenien yrityksistä huolimatta ei ole onnistuttu kehittämään kattavaa teoriaa, joka selittäisi turbulenssin kaikki ominaisuudet. Turbulenssin vaikutus kuvataan usein satunnaisina pyörteinä, jotka sekoittavat virtausta. Turbulenttinen virtaus on ajasta riippuvaa ja satunnaista. Ratkaisemalla Navier-Stokes yhtälöt suoralla numeerisella simuloinnilla (engl. Direct Numerical Simulation, DNS) on mahdollista ratkaista turbulenttinen virtaus tarkasti, mutta vaadittava laskentakapasiteetti on niin suuri, ettei DNS:n avulla ole mahdollista ratkaista käytännön virtausongelmia. Käytännön sovelluksissa joudutaan turvautumaan turbulenssimalleihin, joiden avulla turbulenssin vaikutusta voidaan ainoastaan arvioida. [22]

Vaikka turbulenssi on ajasta riippuvaa, se vaikuttaa yleensä keskiarvovirtauksen ympärillä. Turbulenssin matemaattista tarkastelua voidaan yksinkertaistaa tutkimalla turbulenttisen virtauksen keskiarvoa. Keskiarvoa tarkastelemalla saadaan, erityisesti insinöörisovelluksissa, riittäviä tuloksia virtauksesta. Turbulenssin keskiarvotarkastelussa virtaussuureet jaetaan aikakeskiarvotettuun ja hetkellisesti vaihtelevaan osaan

$$Q = \bar{Q} + Q', \quad (4.10)$$

jossa \bar{Q} on aikakeskiarvo virtaussuureesta Q ja Q' on virtaussuureen vaihteleva osa.

Soveltamalla samaa aikakeskiarvotusmenetelmää Navier-Stokes-yhtälöön (4.9) saadaan Reynolds-keskiarvotettu Navier-Stokes-yhtälö (engl. Reynolds Averaged Navier Stokes, RANS)

$$\rho \frac{\partial \bar{\mathbf{U}}}{\partial t} + \nabla \cdot \bar{\mathbf{U}}\bar{\mathbf{U}} + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{u'_i u'_j}) = \mu \nabla^2 \bar{\mathbf{U}} - \nabla \bar{p} + \rho \mathbf{g}, \quad (4.11)$$

jossa $\overline{u'_i u'_j}$ virtauksen hetkellisten vaihteluiden aikakeskiarvo, eli turbulenssin inertiatensori. Tällä tavalla virtausyhtälö saadaan muotoon, jossa aikariippuvia komponentteja on ainoastaan $\overline{u'_i u'_j}$ termissä. Inertiatensorin termeille ei kuitenkaan ole olemassa analyttistä ratkaisua, joten termien suuruutta ei kyetä ratkaisemaan. Turbulenssimallinnuksessa nopeusvaihteluiden sijaan $\overline{u'_i u'_j}$ ajatellaan usein jännityksinä tarkastelukappaleen pinnoille. Yhtälö (4.11) kirjoitetaan tällöin muotoon

$$\rho \frac{\partial \bar{\mathbf{U}}}{\partial t} + \rho \nabla \cdot \bar{\mathbf{U}}\bar{\mathbf{U}} = \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_{ij} - \nabla \bar{p} + \rho \mathbf{g}, \quad (4.12)$$

jossa

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho \overline{u'_i u'_j}. \quad (4.13)$$

Turbulenssi ei todellisuudessa muodostu jännityksistä, mutta niillä on vastaava vaikutus virtaukseen. Näin ajateltuna partikkeliin kohdistuu viskoottisten jännitysten lisäksi turbulenttisia Reynoldsin jännityksiä (engl. Reynolds Stresses). Turbulenssimallinnus perustuu Reynoldsin jännitysten arviointiin ja mallintamiseen. [22]

Valtaosa turbulenssimalleista perustuu Boussinesqin hypoteesiin, jonka mukaan turbulenssi vaikuttaa samaan tapaan kuin tavanomaiset viskoottiset jännitykset, eli turbulenssi voidaan esittää matemaattisesti samaan tapaan. Ottamalla uusi muuttuja turbulenttinen viskositeetti μ_t Reynoldsin jännitykset saadaan muotoon

$$\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k, \quad (4.14)$$

jossa k on turbulenssin kineettinen energia. Turbulenssimallit perustuvat nimenomaan μ_t :n mahdollisimman tarkkaan arviointiin. [21]

Vuosikymmenten saatossa turbulenssimalleja on kehitetty valtava määrä. Suuresta kehitystyöstä huolimatta yleispätevää mallia ei ole olemassa, joten kaikissa turbulenssimalleissa on omat vahvuutensa ja heikkoutensa. Suosituimpia turbulenssimalleja ovat tässäkin työssä käytetyt ns. kaksiyhtälömenetelmät. Kaksiyhtälömenetelmissä μ_t ratkaistaan kahdesta erilisestä differentiaaliyhtälöstä. Tässä työssä käytetty, ja erityisesti insinöörisovelluksissa suosittu, turbulenssimalli on niin sanottu $k - \omega$ SST -malli, jossa ratkaistaan k ja suhteellinen turbulenssin dissipaationopeus ω omista osittaisdifferentiaaliyhtälöistään. [29]

4.2.3 Pyörivä geometria

Mikäli simulointitapauksessa on pyöriviä osia, ei simulointitapaus paikallaan olevassa koordinaatistossa ole koskaan ajasta riippumaton. On kuitenkin mahdollista muokata pyörivä simulointitapaus tasapainotapaukseksi, kun simuloinnin koordinaatisto asetetaan pyörimään kappaleen mukana. Tällöin käytetään liikkuvaa referenssikoordinaatistoa (engl. Moving Reference Frame, MRF) ja likeyhtälöitä muokataan, koska pyörivä liike tuo yhtälöihin uusia termejä. Nesteen nopeudet muokataan koordinaatistosta toiseen suoraan pyörimisen avulla

$$\mathbf{U}_{MRF} = \mathbf{U} - \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}, \quad (4.15)$$

jossa \mathbf{U}_{MRF} on nopeus pyörivässä koordinaatistossa, $\boldsymbol{\omega}$ on koordinaatiston pyörimisvektori ja \mathbf{r} paikkavektori. [29]

Liikemäärä- ja jatkuvuusyhtälöissä muuttujina ovat joko suureet absoluuttisessa koordinaatistossa tai suureet liikkuvassa koordinaatistossa. Mikäli muotoillaan nopeudet absoluuttisilla nopeuksilla, saadaan jatkuvuusyhtälö muotoon

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}_{MRF}) = 0 \quad (4.16)$$

eli jatkuvuusyhtälön muoto ei varsinaisesti muutu pyörivän geometrian tapauksessa. Liikemääräyhtälö saa Fluentin käyttämän muodon

$$\rho \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}_{MRF} \mathbf{U}) + \rho (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{U}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{U} + \mathbf{g}. \quad (4.17)$$

Yhtälöön tulee kaksi muutosta: Konvektiotermin toinen nopeus korvautuu suhteellisella nopeudella \mathbf{U}_{MRF} , mikä voidaan ajatella siten, että suhteellinen nopeus on konvektoiva suure, mutta konvektoituva suure on edelleen absoluuttinen nopeus \mathbf{U} . Yhtälöön tulee vielä ylimääräinen termi $\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{U}$, joka kuvaa pyörimisestä aiheutuvaa kiihtyvyyttä. [29]

4.2.4 Sihtiverkko ja huokoisen materiaalin malli

Sihtiverkkoa mallinnettaessa verkon yksittäisten rakojen mallintaminen vaatisi hyvin tiheän simulointihilan rakojen ympärillä. Tämä on mahdollista, mutta käytännössä vaatisi liikaa laskentakapasiteettia. Laskentakapasiteetin säästämiseksi sihtiverkko mallinnetaan huokoisen materiaalin (engl. Porous media) mallilla. Huokoisen materiaalin mallin käyttöä sihtiverkon tilalla suositellaan myös simulointiohjelmisto Fluentin ohjeissa [29]. Massanvalmistuksessa käytettäville siivekekaavaimilla toimiville sihteille menetelmää on käyttänyt esimerkiksi Lindroos [17] ja muunlaisille sihtiverkoille mm. Teitel [30] ja Costa [31].

Tämän työn puitteissa sihtiverkon ominaisuuksista kiinnosti erityisesti paine-ero sihtiverkon yli. Simulointimallina huokoinen materiaali ajatellaan liikemääränieluna, jonka suuruus i -akselin suunnassa on

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha}u_i + C\frac{1}{2}\rho|u_i|u_i\right), \quad (4.18)$$

jossa α on materiaalin permeabiliteetti ja C materiaalin inertiaavastuskerroin. Olettamalla virtaus sihtiverkossa suoraan sihtiverkon suuntaiseksi ja integroimalla liikemäärän muutos sihtiverkon yli saadaan

$$\Delta p = -\left(\frac{\mu}{\alpha}U + C\frac{1}{2}\rho U^2\right)l, \quad (4.19)$$

jossa l on sihtiverkon paksuus. [29]

Yksinkertaistetusti painehäviössä on kitkavoimasta aiheutuva lineaarinen termi ja liikemääränielästä aiheutuva neliöllinen termi. Pienillä virtausnopeuksilla, eli laminaarisessa virtauksessa, lineaarinen termi on dominoiva, mutta virtausnopeuden kasvaessa on neliöllinen termi usein dominoiva. [32]

Virtauksia erilaisten sihtiverkkojen, erityisesti kudottujen, ja geometrioiden läpi on tutkittu paljon, esimerkiksi [26, 27, 30, 31, 33]. Yksiselitteistä laskentakaavaa paine-erolle sihtiverkon yli ei ole kuitenkaan löydetty. Tutkimukset esittävät ainoastaan useita vaihtoehtoja yhtälön (4.19) kertoimien α ja C arvioinnille. Teitelin [26, 30] mukaan termit voidaan vakioda yhdelle verkolle ja virtaavalle nesteelle. Toisaalta Valli [27] ja Costa [31] ovat esittäneet, että termit ovat riippuvia Reynoldsin luvusta (3.1).

Tämän työn puitteissa paine-erolle sihtiverkon yli ei ollut suoraan käytettävissä kokeellista mittaustietoa, jonka avulla voitaisiin määrittää arvot kertoimille α ja C . Lindroosin [17], Vallin [27] ja Jokisen [33] tulosten ja Lagen [32] teoreettisen tarkastelun pohjalta päädyttiin siihen, että käsiteltävissä tapauksissa paine-eron käyttäytyminen oli todennäköisimmin lineaarisella alueella. Tällöin yhtälö (4.19) yksinkertaistuu muotoon

$$\Delta p = -\frac{\mu}{\alpha}Ul \quad (4.20)$$

ja kerroin α määritettiin perustuen heuristiseen arvioon paine-erosta Δp . Koska mittausdataa ei ollut käytettävissä, suoritettiin simulointimalleille tarkastelua useilla permeabiliteetin α arvoilla.

5 Nykyinen sihti

5.1 Simulointitapaus

Ensimmäiseksi simulointiin valittiin nykyisin käytössä oleva sihtimalli pohjatapaukseksi. Pohjatapauksen tarkoituksena oli arvioida, onko nykyisessä sihtimallissa erityisiä ongelmakohtia, joihin halutaan puuttua kehityksessä. Nykyisen sihdin tulosten perusteella haluttiin arvioida, kuinka hyvin koko sihtiverkon kapasiteetti tulee käytettyä. Nykyisissä sihteissä on joissain tapauksissa havaittu ongelmia sihtiverkon yläosan kestävyyskannan kanssa, joten lisäksi pyrittiin selvittämään, miten syöttövirtaus ohjautuu sihdin sisällä. Lisäksi syöttövirtauksen käyttäytymisestä haluttiin arvioida, voidaanko jatkossa simulointimalleissa käyttää pyörivää MRF-geometriaa: pyörivän geometrian avulla on mahdollista säästää laskentakapasiteettia huomattavasti. Valitettavasti simulointitapausta varten ei ollut saatavilla mittaustuloksia nykyisestä sihdistä, joten simuloinnin tuloksiin on suhtauduttava ainoastaan suuntaa antavina ja kaikkiin tuloksiin täytyy suhtautua varauksella.

Koska sihdin tarkat toiminta-arvot, kuten virtaus sihdin läpi, sihdattavan nesteen viskositeetti ja paine-ero sihdin yli, vaihtelevat sovelluksesta toiseen ja muuttuvat sihdin toiminnan aikana, simuloitiin aluksi vertailutapaus, joka perustuu arvioon tyypillisestä sihtaussovelluksesta ja tilanteesta. Muissa simulointitapauksissa muutettiin yhtä muuttujaa kerrallaan, kuten taulukossa 5.1 on esitetty. Paine-ero sihtiverkon yli ei ole simulointimallissa muuttuja, vaan yhtälön (4.19) avulla määritettiin arvo sihdin permeabiliteetin käänteisluvulle kohtisuoraan sihtiverkon läpi, kun sihdin paksuus on 4 mm. Todellisuudessa sihtiverkon paksuus on noin 1 mm, mutta simulointimalli käyttäytyi numeerisesti paremmin, kun sihtiverkkoa paksunnettiin. Vastuskertoimen arvo laskettiin oletuksella, että virtaus sihtiverkon läpi on vakio koko sihdin pinta-alalla. Muihin suuntiin sihtiverkon vastus asetettiin kymmenkertaiseksi. Kymmenkertainen arvo takasi kohtisuoraan sihdin läpi kulkevan virtauksen, mutta suuremmat arvot aiheuttivat simuloinnissa numeerisia ongelmia. Sihtiverkon vastuskerroin muuttui myös, kun viskositeetti muuttuu, sillä nesteen viskositeetti vaikuttaa huokoisen materiaalin mallin aiheuttamaan paine-eroon.

Taulukko 5.1. Nykyisen sihdin simulointitapaukset.

Tapaus	Sihdin virtaus [dm ³ /s]	Viskositeetti [mPas]	Vastuskerroin [m ⁻²]
1 – Vertailutapaus	20,0	40	$4,95 \cdot 10^9$
2 – Suurempi virtaus	30,0	40	$4,95 \cdot 10^9$
3 – Pienempi virtaus	14,0	40	$4,95 \cdot 10^9$
4 – Suurempi viskositeetti	20,0	100	$1,98 \cdot 10^9$
5 – Pienempi viskositeetti	20,0	10	$1,98 \cdot 10^{10}$
6 – Suurempi paine-ero	20,0	40	$2,47 \cdot 10^9$
7 – Pienempi paine-ero	20,0	40	$7,42 \cdot 10^9$

Simulointitapauksesta piti etukäteen arvioida, onko kyseessä laminaarinen vai turbulентtinen virtaus. Kuten luvussa 4.2.2 todettiin, yleispätevää turbulenssimallia ei ole onnistuttu kehittämään. Mikäli käytettävissä olisi yleispätevä turbulenssimalli, voitaisiin simuloinnit suorittaa aina turbulenssimallin kanssa ja laminaarisessa tapauksessa malli ei yksinkertaisesti ennustaisi turbulenssia. Käytännössä turbulenssimallin käyttö saattaa ennustaa virheellisesti turbulenssia todellisuudessa laminaariseen virtaukseen ja tulokset eivät vastaa todellisuutta.

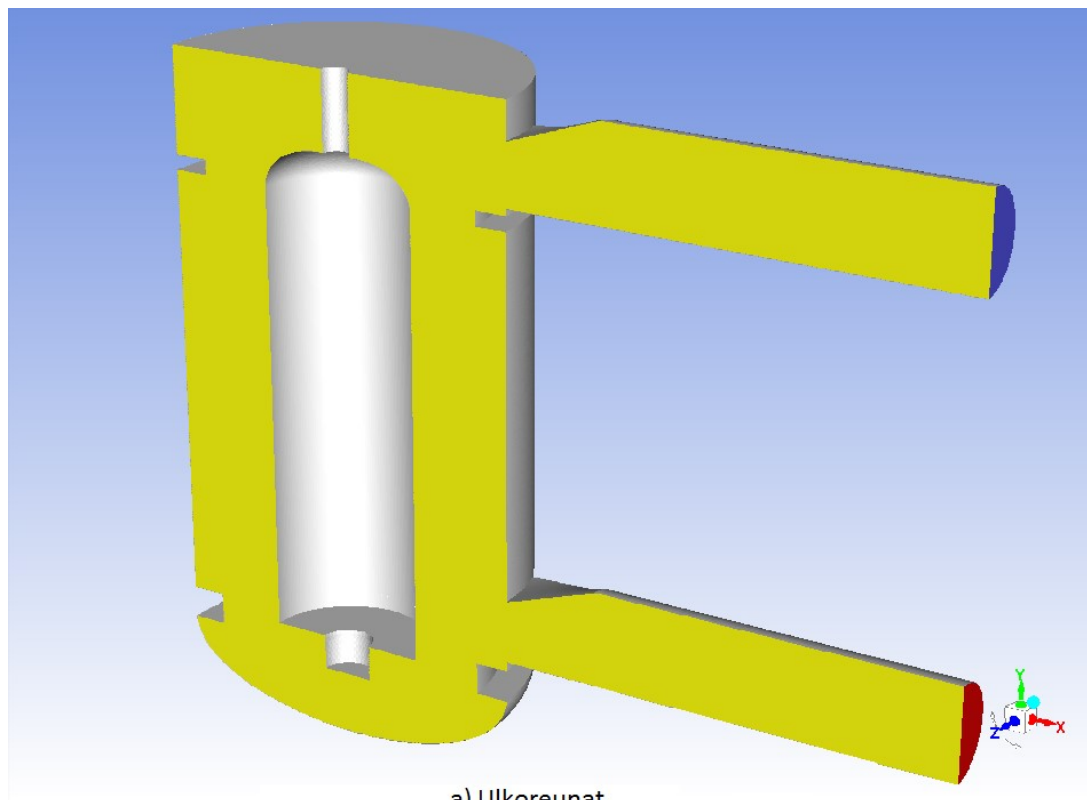
Simulointimallin virtauksen turbulentsisuutta arvioitiin vertailutapauksessa, muut tapaukset simuloitiin samoilla virtauksen oletuksilla. Virtauksen turbulentsisuus arvioidaan tyypillisesti perustuen tunnettuihin korrelaatioihin ja arvioihin virtauksen Reynoldsin luvusta (3.1) ja turbulentsisuudesta. Nykyiselle sihdille helpointa oli laskea Reynoldsin luku syöttö- ja poistoputkille. Sihdin virtauksesta saatiin putkille $Re = 5200$. Putkivirtaukselle yleisesti tunnettu raja-arvo turbulenssin esiintymiselle on $Re_{crit} \approx 2300 - 4000$ (esim. [21]). Virtauksen Reynoldsin luku oli suurempi kuin kriittinen arvo, jolloin syöttöputkessa esiintyy turbulenssia ja tapaus simuloitiin turbulentsisena.

5.2 Simulointimalli

Laadukkaan simulointimallin kehitys on monivaiheinen prosessi ja ennen viimeistä, toimivaa mallia tarvitaan useita erilaisia geometrioita, hiloja ja reunaehtoja. Simulointimalliin muodostetaan aluksi virtausgeometria ja tähän geometriaan luodaan laskentahila. Seuraavaksi laskentahilalle valitaan reunaehdot, virtausmallit, ratkaisija ja virtausmallien asetukset. Lopuksi simulointitapaus ratkaistaan ja tarkastellaan mallin tuloksia. Käytännössä ratkaisuprosessi ei ole useinkaan näin suoraviivainen. Simulointiprosessin aikana missä tahansa vaiheessa voi paljastua ongelmia, jotka vaativat palaamista aikaisempaan vaiheeseen korjaamaan simulointimallia. Esimerkiksi simulointimallin ratkaisussa voi ilmetä konvergenssiongelmaa, eli simulointi ei lähesty tiettyä ratkaisua, vaan hajaantuu. Tällöin ensimmäinen ratkaisu on vaihtaa virtausmalleja, virtaussuureiden diskretointeja tai mallin reunaehtoja. Jos näillä keinoilla simulointimalli ei ratkea, palataan hilan luontiaiheeseen ja pyritään rakentamaan parempilaatuinen tai toisen tyyppinen laskentahila. Viimeisenä ratkaisuna on muuttaa ongelmakohtien geometriaa. Virtausmallille tehdään hilatarkastelu, jonka avulla varmistetaan laskentahilan riittävä tarkkuus simulointitapauksen mallintamiseen. Hilatarkastelun prosessi on kuvattu tarkemmin luvussa 5.3. Simulointiprosessi on siten iteroiva prosessi, jossa pyritään kohti simulointimallia, joka vastaa mahdollisimman hyvin todellisuutta. Tässä luvussa esitetään nykyisen sihdin simuloinnissa käytetty viimeisin malli, jonka tulokset esitellään luvussa 5.4.

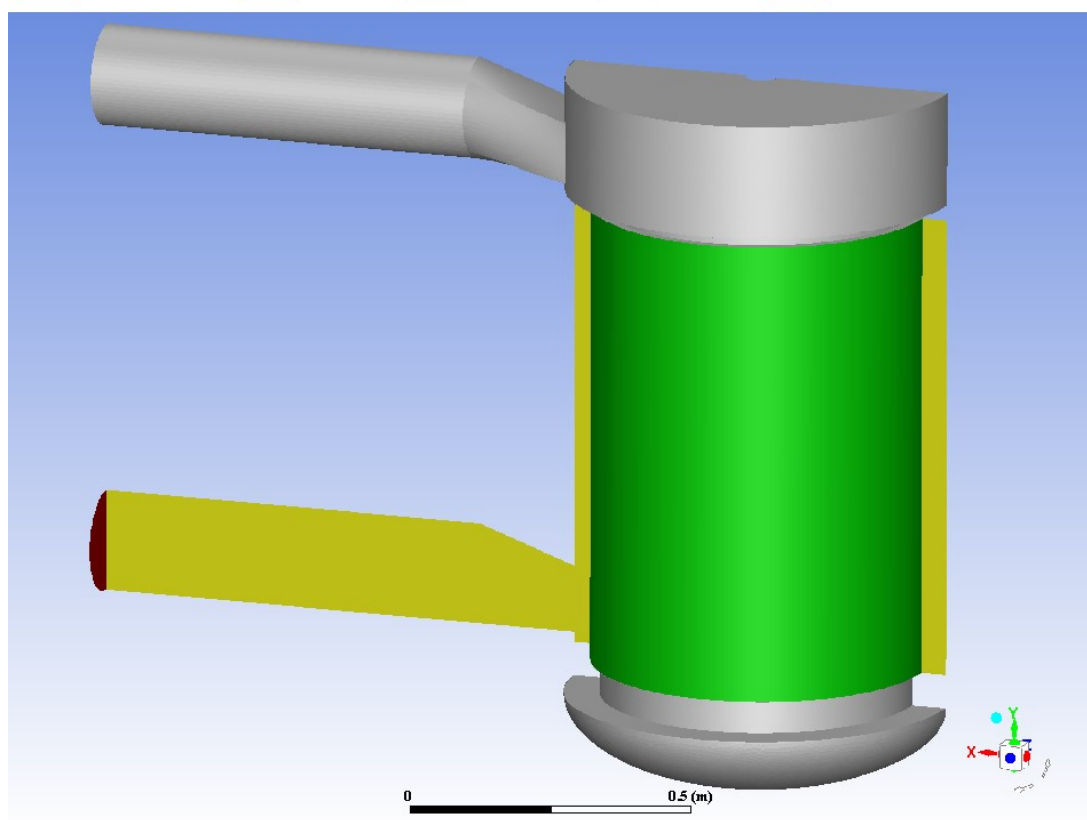
Virtaustilan geometrian pohja otettiin nykyisen pintaliimausaseman painesihdin todellisesta geometriasta. Mallista jätettiin pois sihdin kaavaimet, useita ohuita tukivarsia ja muita pieniä muotoja. Pienet geometriat eivät merkittävästi vaikuta simuloinnin tuloksiin, mutta niiden mallintaminen vaikeuttaa merkittävästi hyvälaatuisen simulointihilan kehittämistä, saattavat tehdä simulointimallista epästabiilin ja lisäävät turhaan laskentahilan kokoa ja siten tarvittavaa laskentakapasiteettia.

Simulointigeometria ja reunaehdot on esitetty kuvassa 5.1. Geometria sisälsi ainoastaan puolet sihdistä, sillä geometria oli symmetrinen. Sihdin toisen puolen simulointi on tarpeetonta ja kuluttaisi turhaan laskentatehoa. Todellisuudessa kaavaimet ja sihdin sisäosa, eli ”tilavuudenpoistaja”, pyörivät, mutta pyörimisnopeus on niin pieni, ettei sillä ole käytännön vaikutusta sihdin virtauksiin. Virtaus syötettiin sihtiin ylemmästä putkesta, josta se ohjautui sihtirummun sisäpuolelle, kulkeutui sihtiverkon läpi ja ulos poistoputkesta.



a) Ulkoreunat

Symmetry
 Inlet
 Outlet
 Wall
 Porous Zone

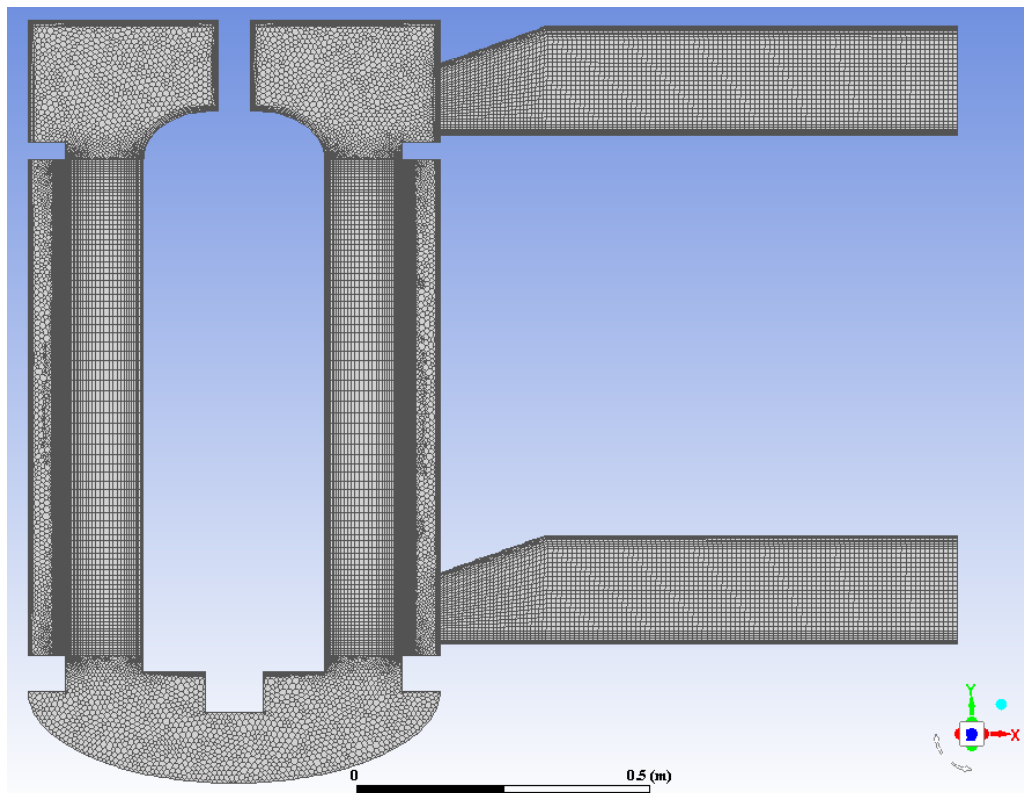


b) Simulointigeometria toiselta puolelta siten, että ulkoseinä on piilotettu

Kuva 5.1. Nykyisen sihdin simulointigeometria ja reunaehdot.

Reunaehtoina käytettiin simulointiohjelmiston, Fluentin, sisäänrakennettuja reunaehtoja. Syöttövirtauksen reunaehdossa määritettiin vakionopeus halutun tilavuusvirran avulla. Poistovirtaukselle asetettiin vakiopaine 0 Pa. Reunaehtojen tarkkaa matemaattista muotoa ja implementointia ei valitettavasti kyetty selvittämään, sillä Fluentin dokumentaatiossa näitä tietoja ei esitetä. Reunaehtojen valinnassa luotettiin siten Fluentin käyttöohjeen [29] suositukseen.

Laskentahila simulointigeometriaan muodostettiin siten, että putkissa, sihdin keskellä ja sihtiverkossa käytettiin kuvan 5.2 mukaista kuusisivuisista laskentatilavuuksista, heksakopeista, luotua rakenteellista. Sihdin ylä- ja alaosan sekä ulkopuolen geometriat olivat monimutkaisempia, joten rakenteellisen hilan synnyttäminen olisi ollut hyvin vaikeaa. Päädyttiin käyttämään rakenteetonta hilaa. Rakenteettomissa hiloissa on perinteisesti käytetty nelisivuisista laskentatilavuuksista, tetrakopeista, koostuvia hiloja. Tetrahilojen käyttö on edelleen historiallisista syistä suosittua, mutta tehokkaampien hilanmuodostusalgoritmien kehityessä nykyään käytetään myös monikulmiohiloja, jotka koostuvat yleensä 12- tai 14-sivuisista kopeista. Monikulmiohilan avulla kyetään vähentämään merkittävästi laskentakoppien lukumäärää laskennan tarkkuuden kärsimättä [34, 35]. Rakenteettoman hilan alueella osassa seinistä käytettiin lisäksi tasomaisia koppeja seinän pinnalla, jotta seinän vaikutus kyettiin mallintamaan mahdollisimman tarkasti.



Kuva 5.2. Poikkileikkaus nykyisen sihdin laskentahilasta.

Virtaus simuloitiin tasapainotilan RANS-laskentana. Ratkaisija oli painepohjainen ja paineen ja nopeuden yhdistämiseksi käytettiin SIMPLEC -algoritmia [36] Fluentin suositusten mukaisesti. Diskretoinnissa käytettiin Fluentin suositusten mukaisesti huokoisen materiaalin mallin kanssa paineelle Standard-diskretointia, turbulenssisuureille toisen kertaluvun ylävirtadiskretointia ja liikemäärälle ensimmäisen ja toisen kertaluvun välimuotoa, blended-0,75-

diskretointia. Blended-diskretoinnissa uhrataan toisen kertaluvun diskretoinnin tarkkuutta, jotta saadaan ensimmäisen kertaluvun diskretoinnin stabiilisuutta ja parempi konvergenssi. Blended-diskretointia käytettiin puhtaan toisen kertaluvun menetelmän sijaan, koska simulointimallissa ilmeni konvergenssiongelmia ilman sitä. [29]

Turbulenssin mallintamiseen päätettiin käyttää kaksiyhtälömenetelmää, koska ne ovat helpokäyttöisiä ja niillä saadaan hyviä tuloksia kohtuullisella simulointityöllä. Kaikkiin simulointitapauksiin valittiin sama turbulenssimalli, jotta erot malleissa eivät vaikuttaisi eri tapausten vertailuun. Luvun 3 tarkastelujen pohjalta ja kuten myöhemmin luvuissa 6 - 9 todetaan, tässä työssä virtausten Reynoldsin luvut ovat karkeasti välillä $5 \cdot 10^2$ ja $5 \cdot 10^5$. Simulointimalleissa esiintyy useita erilaisia virtaustilanteita, jolloin mahdollisimman yleispätevä malli on tarpeen. Turbulenssimalliksi valittiin Menterin kehittämä $k - \omega$ SST -malli, joka yhdistää kahden aikaisemmin kehitetyn, $k - \epsilon$ ja $k - \omega$, mallin vahvuudet [37]. $k - \omega$ SST -malli on muodostunut suositukseksi turbulenssimalliksi erityisesti insinöörisovelluksissa, koska sillä saadaan melko hyviä tuloksia useille erityyppisille virtauksille [29, 38]. Useille erilaisille virtauksille kohtuullisesti soveltuva malli todettiin parhaaksi vaihtoehdoksi, koska tässä työssä virtausmallien vertailukelpoisuus keskenään on paljon tärkeämpää kuin mahdollisuus erittäin tarkkoihin ratkaisuihin yksittäisissä tilanteissa.

5.3 Hilatarkastelu

Simulointihilan rakentamisessa hilasta aiheutuvien virheiden ja hilariippumattomuuden tarkastelu on tärkeä vaihe. Hilavertailun tavoitteena on varmistaa, että simulointiratkaisu ei merkittävästi riipu simulointimallin laskentahilasta. Hilatarkastelun prosessi on tässä työssä esitetty vain nykyisen sihdin simulointitapaukselle, mutta hilatarkastelu suoritettiin samaan tapaan kaikille käytetyille simulointimalleille.

Simulointimallissa ratkaistaan virtauksia kuvaavat jatkuvat differentiaaliyhtälöt numeerisesti differenssiyhtälöinä. Differenssiyhtälöihin liittyy laskentakoppien koosta riippuva numeerinen virhe, joka pienenee koppikokoa pienentämällä. Äärettömän pienillä laskentakopeilla laskentakoppien koko ei aiheuta numeerista virhettä, eli oikein suunniteltu laskentahila tuottaa pienemmällä koppikoolla aina tuloksia, joiden koppikoosta aiheutuva virhe on pienempi. [23]

Sopivan koppikoon valinta etukäteen on käytännössä mahdotonta, koska koppikoon määrittäminen vaatisi, että virtaukset tunnetaan. Hilatarkastelu tapahtuu koppeja vaihteittain pienentämällä siten, että simulointimallin ratkaisu aloitetaan karkealla hilalla ja hilaa hienonnetaan, kunnes simulointitulos ei enää merkittävästi muutu. Kun monimutkaisilla geometrioilla hilaa muutetaan, joudutaan muuttamaan koppien asettumista mallin seinille ja mahdollisesti hilan laatua. Tämän vuoksi hilavertailussa tulee käyttää vähintään kolmea erikokoista hilaa, koska vain kahdella hilalla hienomman hilan ratkaisu ei ole välttämättä lähempänä todellista arvoa, vaan tulosten muutos saattaa aiheutua muista, koppikoosta riippumattomista muutoksista. [39]

Hilatarkastelussa koppien koon muutos eri hilojen välillä tulisi olla riittävä: optimaalisessa tapauksessa (5.1) hila hienonnetaan aina puoleen.

$$r = \frac{\Delta x_{karkea}}{\Delta x_{hieno}} = 2, \quad (5.1)$$

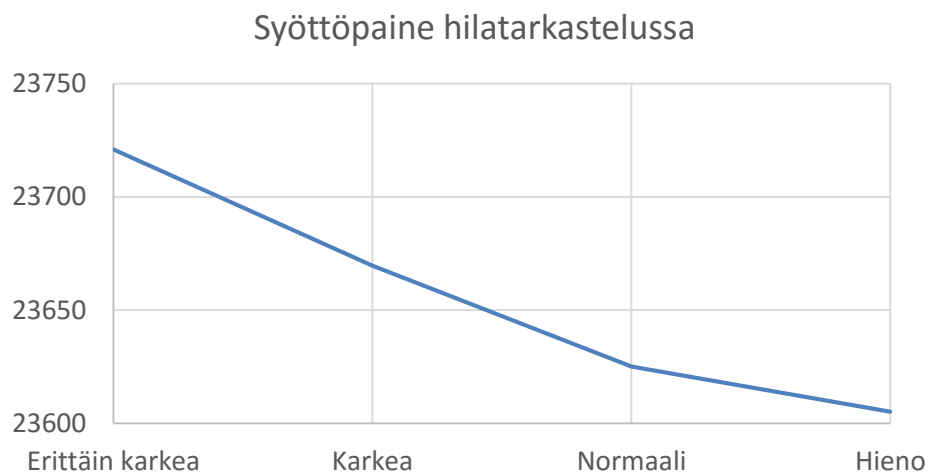
jossa r on suhdeluku hilojen välillä ja Δx koppikoko tapauksessa. Optimaalisessa tapauksessa koppikoko muuttuu täysin samassa suhteessa kaikkialla simulointihilassa. Hilan muuttaminen näin paljon hienommaksi tarkoittaa kolmiulotteisessa tapauksessa, että hilakoppien lukumäärä on hienoimmassa tapauksessa 64-kertainen karkeimpaan tapaukseen verrattuna. Tämä on usein liikaa laskentaresurssit huomioiden, joten käytännössä usein käytetään pienempiä suhdelukuja. [39]

Nykyisen sihdin simulointitapauksessa päädyttiin suorittamaan laskenta neljällä eri hilalla simuloinnin vertailutapaukselle. Hilojen laskentakoppien lukumäärät pyrittiin kaksinkertaistamaan hilojen välillä ja hilaa pyrittiin hienontamaan mahdollisimman yhdenmukaisesti, joskaan tässä ei aivan onnistuttu. Taulukossa 5.2 esitetään käytettyjen hilojen laskentakoppien lukumäärä.

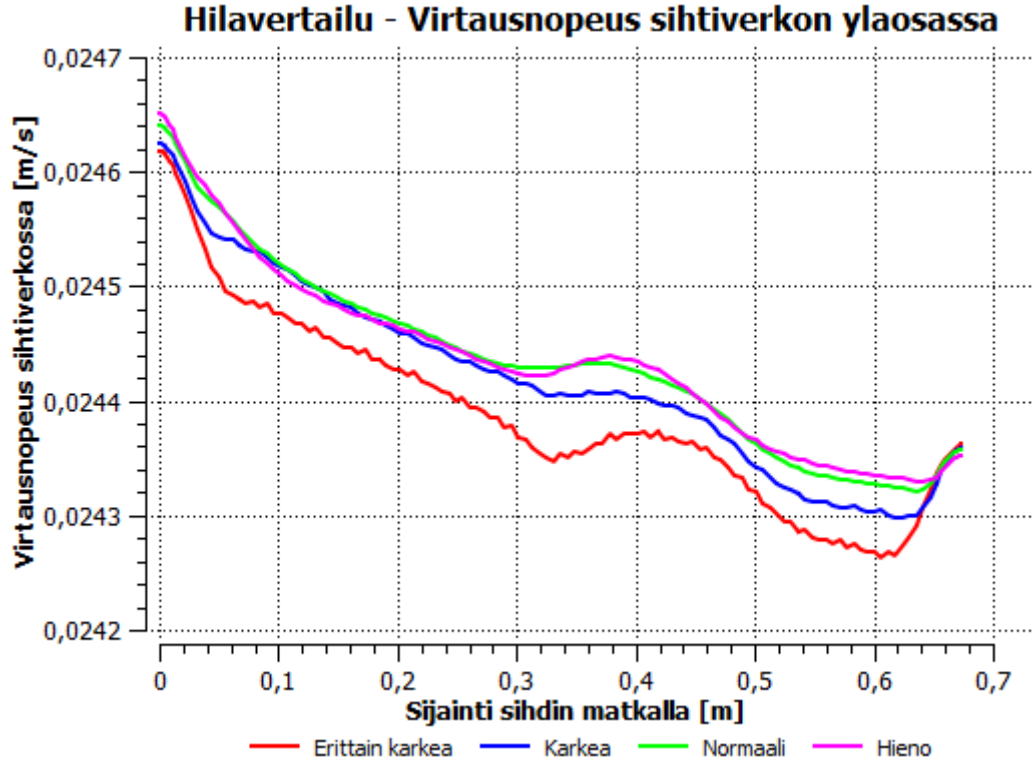
Taulukko 5.2. Hilatarkastelussa käytetyt laskentahilat

Hila	Laskentakoppien lukumäärä [kpl]
1 – Erittäin karkea	494 162
2 – Karkea	847 183
3 – Normaali	1 579 655
4 – Hieno	2 850 135

Hilavertailun tarkasteluun valittiin sellaisia simulointituloksia, joita tarkasteltiin myöhemmin simulointitulosten yhteydessä. Tutkittaviksi parametreiksi valittiin sihdin syöttöpaine ja virtausnopeus kolmella eri linjalla sihtiverkon läpi. Kuvassa 5.3 on esitetty syöttöpaine simulointitapauksissa ja kuvassa 5.4 virtausnopeus yhdellä sihtiverkon linjoista. Virtausnopeus muille linjoille ja tarkasteltavien linjojen sijainnit on esitetty liitteessä 1.



Kuva 5.3. Sihadin syöttöpaine hilatarkastelun eri hiloilla.



Kuva 5.4. Virtausnopeus sihtiverkon läpi sihtiverkon yläosassa.

Hilavertailussa pyritään siihen, että käytettyä hilaa hienommalla hilalla simulointitulokset eivät muutu. Virtausnopeuden osalta karkeasta hienompaan hilaan siirryttäessä virtausnopeuden tulosten välillä oli eroa. Hienompien hilojen välillä ero pieneni edelleen. Normaalin ja hienon hilan välillä tulokset olivat jo hyvin lähellä toisiaan. Syöttöpaine ei täysin tasaantunut hienoimmallakaan hilalla, mutta vaikutti siltä, että paine lähestyi asymptoottisesti jotain tiettyä absoluuttiarvoa.

Syöttöpaine on hilatarkastelussa selkeä pistesuure, jolla on vain yksi arvo. Absoluuttista, todellista arvoa lähestyvän pistesuureen virhettä on mahdollista arvioida esimerkiksi yleisen Richardson ekstrapoloinnin (RE) avulla. RE:n käyttöä simulointimallien hilavertailussa suosittelee esimerkiksi International Towing Tank Conference. Yksinkertaisimmillaan RE:ssä käytetään kolmea simulointitapausta, joiksi valittiin taulukosta 5.2 karkea, normaali ja hieno hila. Näin saadaan karkea arvio hilan aiheuttamasta virheestä simulointituloksiin normaalille hilalle. Valitaan alaindeksit 1, 2 ja 3 vastaamaan hienoa, normaalia ja karkeaa hilaa. Muodostetaan simulointitulosten \hat{S} erosuureet ε_{21} (5.2) ja ε_{32} (5.3) ja hilan pienennysvakio r (5.1). Vakiolle r ei tunneta tarkkaa arvoa, mutta se arvioidaan koppien lukumäärän n avulla (5.4). Tästä lasketaan ratkaisun tarkkuus p (5.5) ja saadaan arvio ratkaisun virheestä δ_{RE}^* (5.6). [39]

$$\varepsilon_{21} = \hat{S}_2 - \hat{S}_1 \quad (5.2)$$

$$\varepsilon_{32} = \hat{S}_3 - \hat{S}_2 \quad (5.3)$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{n_2}{n_3}} \quad (5.4)$$

$$p = \frac{\ln(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21})}{\ln(r)} \quad (5.5)$$

$$\delta_{RE}^* = \frac{\varepsilon_{32}}{r^p - 1} = 2 \quad (5.6)$$

Taulukkoon 5.3 on koottu tulokset RE-menetelmän laskemisesta normaalihilalle. Lopullinen virhe suhteessa koko sihdin paine-eroon oli selvästi alle 1 %. Ottaen huomioon simulointimallissa esiintyvät muut virheet ja sen, että käytettävissä ei ole kokeellista mittaustietoa, johon simulointitulokset pohjustettaisiin, oli hilasta aiheutuva virhe erittäin pieni muihin mahdollisiin virheisiin nähden.

Taulukko 5.3. Hilatarkastelun virhearviointi RE menetelmällä.

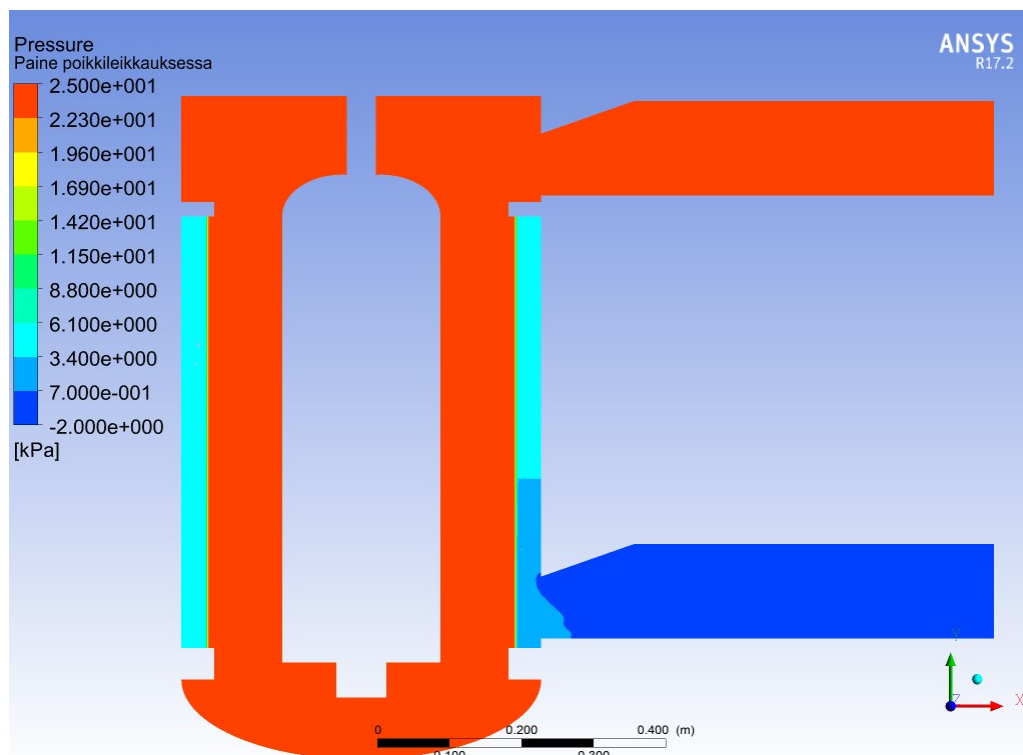
Suure	Arvo
ε_{21}	19,9 Pa
ε_{32}	44,6 Pa
r	1,23
p	3,89
$\delta_{RE,2}^*$	35,9 Pa
$\delta_{RE,2}^*/\hat{S}_2$	0,15 %

Hilatarkastelun pohjalta todettiin taulukon 5.2 normaalihila sopivaksi simulointihilaksi. Seuraavassa luvussa esitettävät simulointitulokset simuloitiin normaalihilalla.

5.4 Simulointitulokset

Simulointitulosten validointi mittausdatan avulla ei nykyiselle sihdille valitettavasti ollut mahdollista. Simulointitulosten käsittelyssä on siten syytä huomioida, että kaikkiin tuloksiin on suhtauduttava varauksella. Nykyisen sihdin tapauksessa simulointituloksissa haluttiin keskittyä sihdin paineeseen, virtausten suuntautumiseen ja virtausnopeuteen sihdin läpi.

Paine sihdin keskilinjan poikkileikkauksessa vertailutapauksessa on esitetty kuvassa 5.5. Paine sihtiverkon sisäpuolella oli lähes vakio kaikkialla sihdissä. Sihtiverkon ulkopuolella paine putosi, kun lähestyttiin poistoputkea ja poistoputkessa paine putosi edelleen. Paineen putoaminen sihdin poistoputkea lähestyttäessä voitiin selittää Bernoullin lain (3.2) avulla, kun tiedettiin nesteen paineen lasku virtausnopeuden kasvaessa. Painehäviö sihdissä voitiin siten jakaa karkeasti kahteen osaan: sihtiverkosta itsestään aiheutuvaan painehäviöön ja muista tekijöistä johtuviin painehäviöihin. Taulukossa 5.4 on esitetty simulointitulokset painehäviöistä sihdissä. Ylimääräisellä painehäviöllä tarkoitetaan painehäviötä, joka poikkeaa laskennallisesta sihtiverkon painehäviöstä.



Kuva 5.5. Paine nykyisen sihdin poikkileikkauksessa vertailutapauksessa

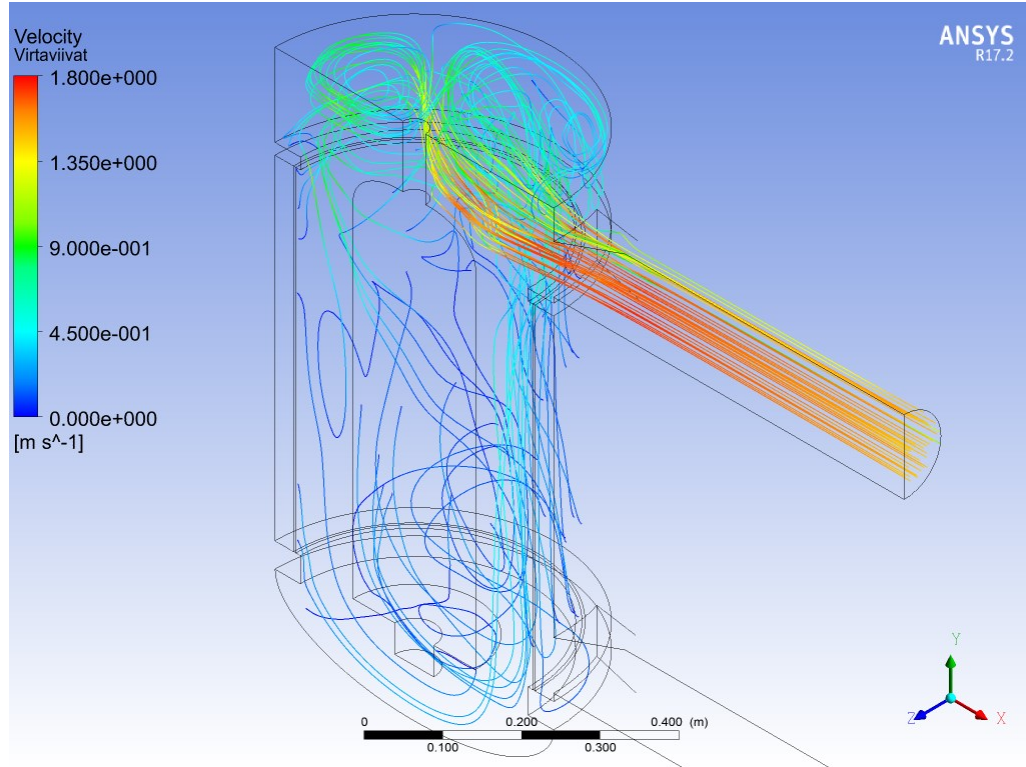
Taulukko 5.4. Nykyisen sihdin simulointituloksia.

Tapaus	Laskennallinen sihdin painehäviö [kPa]	Koko sihdin painehäviö p [kPa]	Ylimääräinen painehäviö [kPa]
1 – Vertailutapaus	20,0	23,6	3,6
2 – Suurempi virtaus	30,0	38,2	8,2
3 – Pienempi virtaus	14,0	15,8	1,8
4 – Suurempi viskositeetti	20,0	24,1	4,1
5 – Pienempi viskositeetti	20,0	23,4	3,4
6 – Suurempi paine-ero	30,0	33,4	3,4
7 – Pienempi paine-ero	10,0	13,8	3,8

Sihtiverkon paine-eron suuruus ja viskositeetti vaikuttivat vain vähän sihdissä tapahtuvaan ylimääräiseen painehäviöön. Sihdin virtauksella puolestaan oli huomattava vaikutus sihdin ylimääräiseen painehäviöön, koska virtauksen muutos vaikutti myös virtausnopeuksiin. Bernoullin lain sanelema nesteen nopeuden muutos määräitti pääasiassa muualla kuin sihtiverkossa tapahtuvan painehäviön suuruuden, nesteen kitkalla ei ollut suurta vaikutusta painehäviöihin.

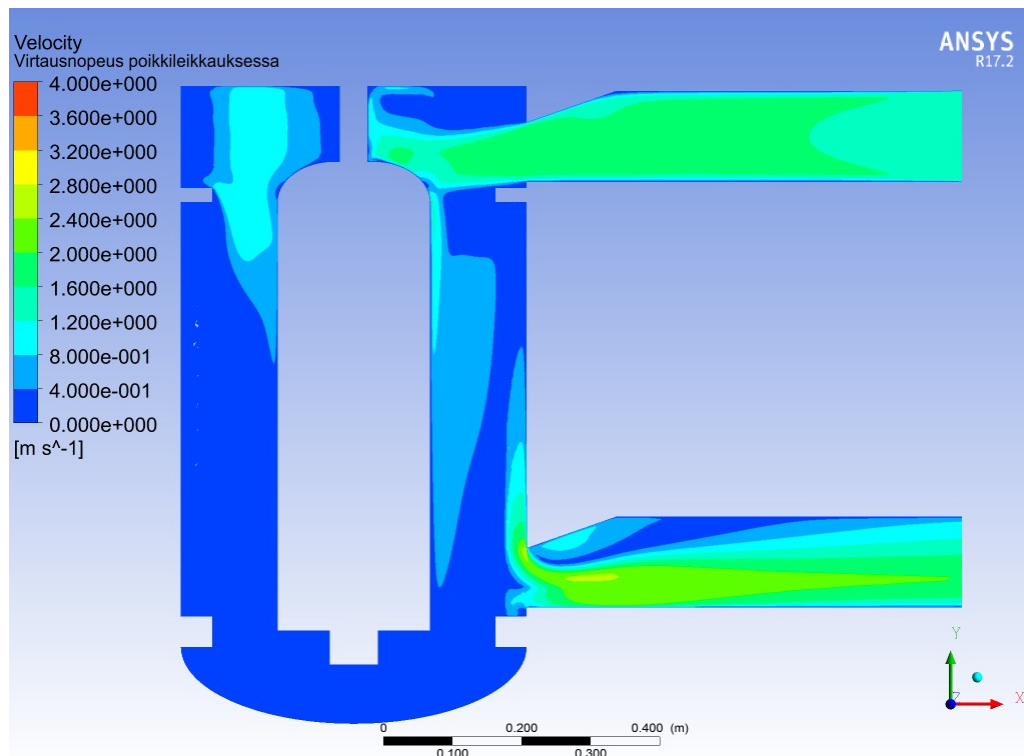
Virtausnopeuksista oltiin kiinnostuneita erityisesti syöttövirtauksen suuntautumisesta sihdin sisällä, virtausnopeuksista sihtirummun sisällä ja virtauksen jakaantumisesta sihtiverkon alueelle. Syöttövirtauksen suuntautumista sihdissä oli helpointa tarkastella virtaviivoilla, jotka saadaan integroimalla virtausnopeuskenttää. Virtaviivat eivät turbulenttisen virtauksen tasapainotilan laskennassa kuvaa todellisia partikkeleiden ratoja, mutta niiden avulla on mahdollista havainnollistaa tehokkaasti virtausten suuntautumista. Kuvassa 5.6 on esitetty

vertailutapauksessa virtaviivat sihtiverkon sisäpuolella. Syöttövirtaus osui ensin sihdin keskellä olevaan ”tilavuudenpoistajaan”, jonka jälkeen virtaus ohjautui sihdin yläosaan, virtausnopeus pieneni ja lopuksi virtaus ohjautui rauhallisesti alas sihtiverkolle. Vaikka nykyisen sihdin suunnittelussa ei ole hyödynnetty virtauslaskentaa, suunnittelussa on tältä osin onnistuttu hyvin.



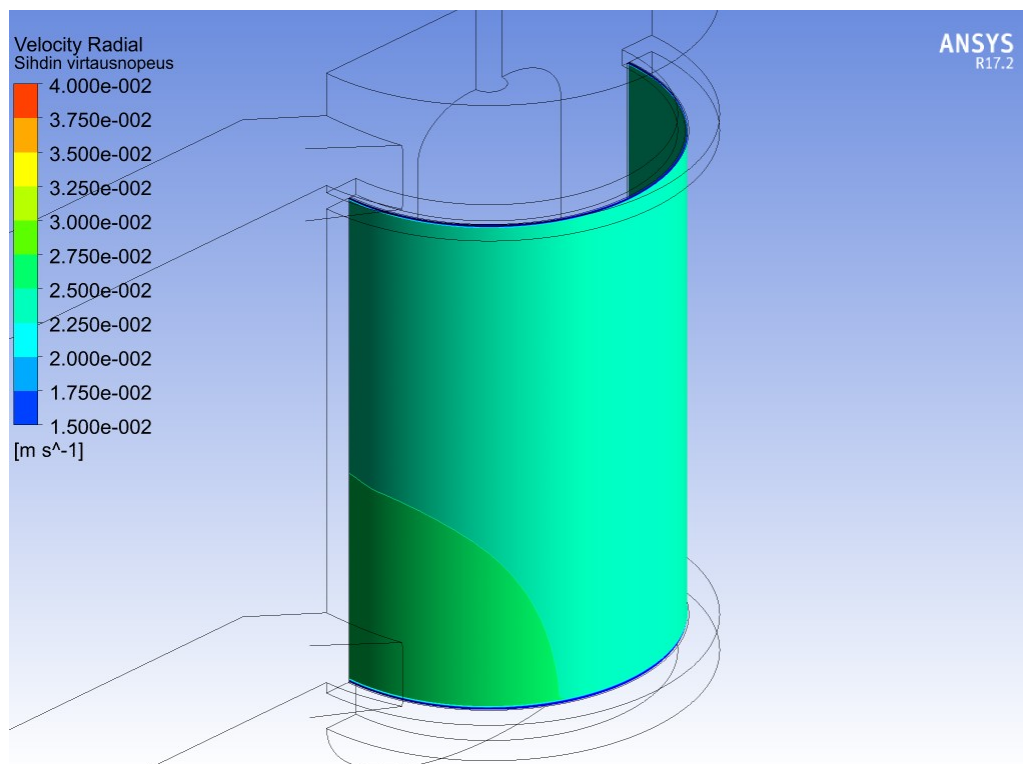
Kuva 5.6. Virtaviivat nykyisessä sihdissä sihtiverkon sisäpuolella. Virtaviivat on väritetty nesteen virtausnopeuden mukaan.

Virtaviivoissa on ongelmallista, että kuvia on vaikea tutkia kvantitatiivisesti. Poikkileikkaus virtausnopeuskentästä on huomattavasti helpompi keino verrata simulointitapauksia toisiinsa. Kuvassa 5.7 on esitetty virtausnopeus sihdin keskellä vertailutapauksessa ja muille tapauksille kuvat löytyvät liitteestä 1. Virtausten ohjautuminen sihdin sisällä kaikissa simulointitapauksissa oli hyvin samanlaista. Sihdin sisäpuolelta nähtiin sama ominaisuus kuin virtaviivoista, virtaus osui tilavuudenpoistajaan ja ohjautui sihdin yläosan kautta alas. Sihtiverkon ulkopuolella virtausnopeus kiihtyi kohti poistoputkea. Lisäksi poistoputken alussa oli voimakas virtauksen irtoaminen ja poistoputken alussa virtaus keskittyi vain pienelle osalle putken pinta-alasta.



Kuva 5.7. Virtausnopeus nykyisen sihdin poikkileikkauksessa vertailutapauksessa.

Virtauksen jakaantuminen sihdin alueelle oli tärkein ominaisuus, joka haluttiin selvittää nykyisen sihdin toiminnasta. Virtauksen olisi hyvä jakaantua mahdollisimman tasaisesti sihtiverkon alueelle, jotta sihtauskapasiteetti hyödynnettäisiin tehokkaasti. Kuvassa 5.8 on esitetty virtausnopeus sihdin läpi vertailutapauksessa, muille tapauksille vastaavat tulokset löytyvät liitteestä 1. Kuvasta nähdään sama ilmiö, joka on jo aiemmin todettu massanvalmistuksessa käytettäville sihdeille [15]. Sihtiverkon ulkopuolella virtausnopeus poistaukon läheisyydessä on suurempi, jolloin paine-ero verkon yli kasvaa ja sihdin läpivirtaus kasvaa. Taulukkoon 5.5 on koottu keskimääräinen virtausnopeus sihdin läpi, suurin virtausnopeus sihdin läpi ja suurimman virtausnopeuden suhde keskimääräiseen virtaukseen. Vaikka virtaus ei jakautunut täysin tasaisesti, erot keskimääräisen ja suurimman nopeuden välillä eivät olleet suuria eli valtaosa sihtiverkon kapasiteetista oli käytössä yhtä tehokkaasti. Viskositeetin muutoksilla ei ollut merkittävää vaikutusta virtauksen jakaantumiseen sihtiverkon alueella. Virtauksen ja sihdin paine-eron muutoksilla oli selkeä vaikutus. Virtausnopeuden muutokset muuttivat Bernoullin lain mukaista paineen putoamista, mikä voimistaa tai heikentää virtauksen jakaantumista. Sihdin paine-eron muuttuessa samalla paineen muutoksella oli suhteessa suurempi vaikutus sihdin virtaukseen. Todellisuudessa sihdattavassa nesteessä olisi epäpuhtauksia, jolloin suuremman virtauksen keskittyminen sihdin poistoputken suunnalle kerryttäisi enemmän epäpuhtauksia poistoputken läheisyyteen. Tämä tukkisi sihtiverkkoa nopeammin poistoputken ympärillä, mikä ajan kanssa tasoittaisi virtauksia sihtiverkon alueella.



Kuva 5.8. Virtausnopeus sihtiverkon läpi vertailutapauksessa.

Taulukko 5.5. Nykyisen sihdin simulointituloksia.

Tapaus	Keskimääräinen nopeus [m/s]	Suurin nopeus [m/s]	Suurin nopeus suhteessa keskimääräiseen
1 – Vertailutapaus	0,0245	0,0275	112 %
2 – Suurempi virtaus	0,0367	0,0431	117 %
3 – Pienempi virtaus	0,0171	0,0187	109 %
4 – Suurempi viskositeetti	0,0245	0,0276	113 %
5 – Pienempi viskositeetti	0,0245	0,0274	112 %
6 – Suurempi paine-ero	0,0245	0,0267	109 %
7 – Pienempi paine-ero	0,0245	0,0301	123 %

Simulointitulosten pohjalta voitiin tehdä ehdotuksia suoraan nykyisen sihdin geometrian kehittämiseen. Tärkein geometrian muutos olisi poistoputken suuaukon uudelleenmuotoilu. Nykyään poistoputken suuaukko on pieni ja muodoltaan sellainen, että vain pieni osa pinta-alasta on tehokkaassa käytössä. Lopputuloksena on turha ylimääräinen painehäviö ja epätasaisempi virtaus koko sihdissä. Poistoaukon suurentamisella ja uudelleenmuotoilulla kyettäisiin tasoittamaan sihdin virtauksia, kun paineen putoamisen vaikutuksia poistoaukon läheisyydessä saataisiin pienennettyä.

Kehitysvaihtoehdoissa hyödynnettiin pyörimisliikettä huomattavasti enemmän kuin nykyisessä sihdissä, joten jatkossa haluttiin yksinkertaistaa luvun 4.2.3 mukaisesti pyörivä geometria tasapainotilan laskuksi. Virtausten melko tasainen jakaantuminen tarkoittaa, että pyörähdysymmetristen mallien käyttö ei merkittävästi vaikuta simulointituloksiin. Seuraavissa simulointitapauksissa voitiin perustellusti käyttää pyörähdysymmetrisiä tasapainotilan simulointimalleja laskentakapasiteetin säästämiseksi.

6 Siivekekaavaimet

6.1 Simulointitapaus

Ensimmäisessä kehitysvaihtoehdossa mekaaniset kaavaimet korvattiin siivekekaavaimilla, jotka aiheuttavat sihtiverkon pinnalle tilapäisesti alipaineen ja kääntävät virtaussuunnan sihtiverkossa. Kaavainten muodoksi valittiin ympyräkaaren muoto, jossa on pyöristetty etureuna ja viistetty jättöreuna. Siivekkeen muotoa pyrittiin optimoimaan siten, että saavutetaan mahdollisimman suuri vastavirtaus mahdollisimman pienellä siivekkeen pyöritysteholla. Käytännössä paras muoto siivekkeelle olisi luultavasti monimutkaisempi geometria, mutta yksinkertaisuuden vuoksi siivekkeiden valintaa rajattiin.

Simulointimallin validoimiseksi ei ollut käytettävissä mittausdataa suoraan vastaavasta virtaustilanteesta. Siivekkeiden teoriaa ja mittaustuloksia vapaassa virtaustilassa oli saatavilla runsaasti, joten siivekkeen toimintaa yritettiin varmentaa vertaamalla tuloksia muihin siivekkeiden koe- tai teoreettisiin tuloksiin.

Virtausgeometriaa yksinkertaistettiin huomattavasti verrattuna nykyisen sihdin geometriaan. Virtausgeometria muokattiin pyörähdysymmetriseksi, jolloin voitiin ottaa käyttöön liikkuva referenssi, MRF. Näin aikariippuva simulointitapaus yksinkertaistettiin tasapainotilan laskuksi. Yksinkertaisemmassa geometriassa oli vähemmän simulointimalliin vaikuttavia ilmiöitä, jolloin tulosten tarkastelu oli helpompaa. Yksinkertaiseen geometriaan oli lisäksi helpompi muodostaa laskentahila. Nykyinen sihti on kapasiteetiltaan todettu sopivaksi, joten suunniteltu sihtikonsepti valittiin saman kokoiseksi.

Kuten nykyisessä sihdissä, sihdin ja siivekekaavaimen tarkat toiminta-arvot eivät olleet tiedossa. Siivekkeen toimintaa päädyttiin testaamaan samaan tapaan kuin nykyisessä sihdissä, eli muodostettiin alkuun vertailutapaus ja tämän ympärille lisää tapauksia muuttamalla yhtä muuttujaa kerrallaan. Muutettaviksi parametreiksi valittiin virtaus sihdin läpi, paine-ero sihdin yli ja kolmantena siivekkeen pyörimisnopeus nesteen viskositeetin sijaan. Pyörimisnopeuden vaikutus toimintaan oli tärkeää selvittää, sillä se on käytännössä ainoa parametri, johon voidaan vaikuttaa sihdin toiminnan aikana. Valitut simulointitapaukset on esitetty taulukossa 6.1.

Taulukko 6.1. Siivekekaavaimen simulointitapaukset.

Tapaus	Sihdin virtaus [dm ³ /s]	Pyörimisnopeus [rpm]	Vastuskerroin [m ⁻²]
1 – Vertailutapaus	20,0	400	$4,95 \cdot 10^9$
2 – Suurempi virtaus	30,0	400	$4,95 \cdot 10^9$
3 – Pienempi virtaus	14,0	400	$4,95 \cdot 10^9$
4 – Suurempi nopeus	20,0	500	$4,95 \cdot 10^9$
5 – Pienempi nopeus	20,0	300	$4,95 \cdot 10^9$
6 – Suurempi paine-ero	20,0	400	$2,47 \cdot 10^9$
7 – Pienempi paine-ero	20,0	400	$7,42 \cdot 10^9$

Myös siivekekaavaimille määritettiin, onko tapaus laminaarinen vai turbulентtinen. Siivekkeen pituuden avulla laskettiin vertailutapaukselle $Re = 15\,000$. Siivekkeissä turbulenssin kehittymistä voidaan arvioida karkeasti tasolevyn tapauksen avulla. Tasolevyssä turbulens-

sia esiintyy, kun $Re_{levy} > 500\,000$, minkä perusteella virtaus olisi täysin laminaarinen. Siiveke jättää kuitenkin jälkeensä virtauskentän, joka ei tasaannu ennen kuin seuraava siiveke tulee virtauksen kohdalle. Parempi vaihtoehto on verrata sihtiä esimerkiksi sekoitettuun säiliöön. Sekoitetulle säiliölle löytyi lähteestä [40], että virtaus sihdin sisällä on turbulenttista, kun $Re_{sekoitin} \approx 20\,000$ ja sekoitettuna säiliönä siivekekaavaimelle saatiin $Re = 92\,000$. Virtaus sihdissä oli siten turbulenttista.

6.2 Simulointimalli

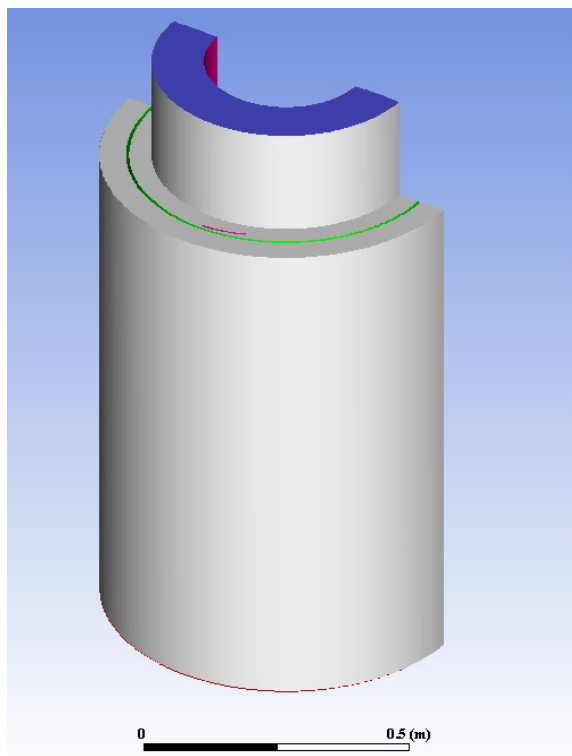
Ennen lopullista simulointimallia tarvittiin useita eri simulointimalleja, joilla mallin toiminta ja hilariippumattomuus varmistettiin. Siivekkeen muotoa optimoitiin useilla malleilla, aluksi kaksiulotteisilla ja myöhemmin kolmiulotteisilla. Tässä luvussa esitetään vain viimeisin malli ja sen tulokset. Viimeisin malli todettiin yksinkertaisen manuaalisen optimoinnin perusteella sopivimmaksi. Optimoinnissa pyrittiin maksimoimaan siivekekaavaimen sihtiin aiheuttama vastavirtaus ja minimoimaan sihdin pyöritysteho.

Virtausgeometria on esitetty kuvassa 6.1. Siiveke ja sihdin sisäosa pyörivät samalla nopeudella kuin MRF, muut sihdin seinämät olivat paikallaan. Geometria sisälsi ainoastaan puolet sihdistä, sillä toinen puoli oli identtinen. Virtaus saapui sihtiin yläosasta, josta se ohjautui sihtiverkon ja siivekekaavainen kautta ulkopuolelle, ja pois sihdin alaosasta.

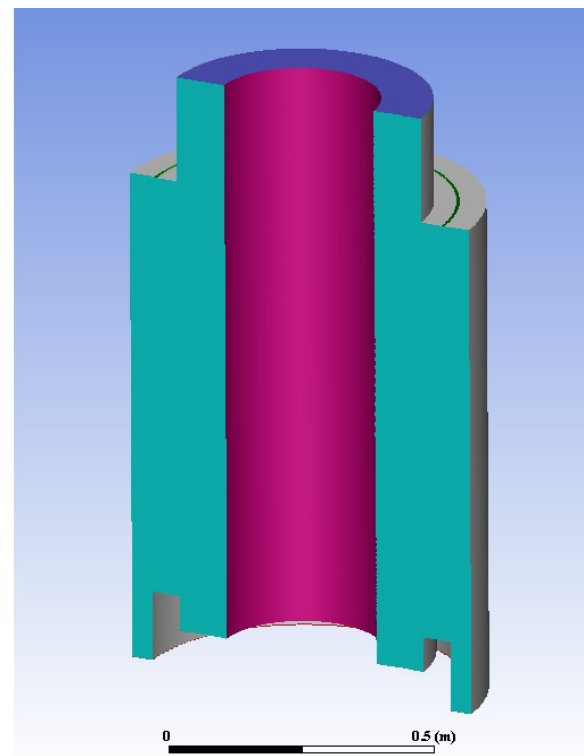
Simulointimallin reunaehdot olivat periodista reunaehto lukuun ottamatta samoja kuin nykyisessä sihdissä. Periodinen reunaehto huomioi sihdin puuttuvan puolikkaan siten, että toiseen reunaechoon päättyvä virtaustila jatkuu vastakkaisella reunaetopinnalla. Liikkuvien seinien reunaecho oli sama kuin paikallaan olevien seinien, mutta liikkuvilla seinillä virtausnopeus oli nolla pyörivässä koordinaatistossa, kun paikallaan oleville seinille virtausnopeus oli nolla absoluuttisessa koordinaatistossa.

Laskentahilan muodostaminen simulointigeometriaan oli yksinkertaisempaa kuin monimutkaisemmassa sihtigeometriassa. Koko sihdin laskentahila rakennettiin pyyhkäisemällä kuvan 6.2 mukainen hila pystysuunnassa koko sihdin matkalle. Laskentahilaa tihennettiin merkittävästi siivekkeen ympärillä, jotta tärkeät virtauksen ominaisuudet saatiin ratkaistua. Hilan poikkileikkaus oli koko sihdin matkalla sama, mutta hilaa tihennettiin sihdin ylä- ja alaosissa.

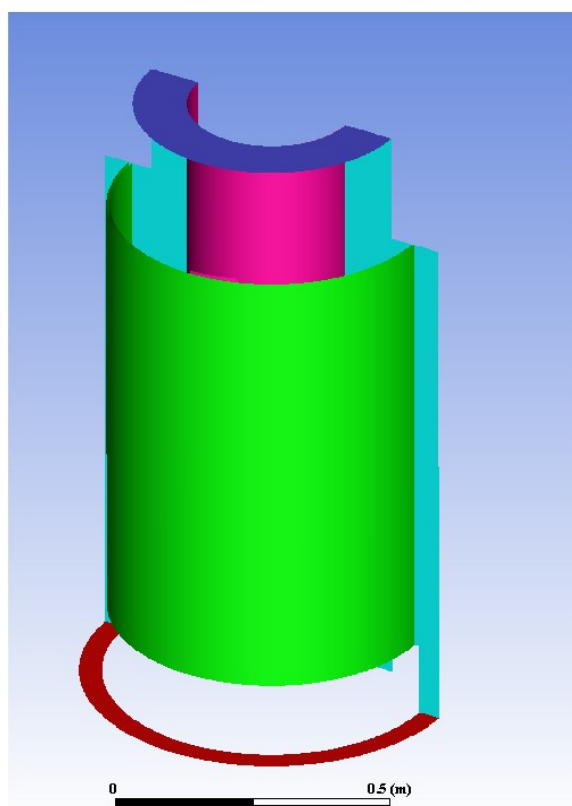
Laskenta suoritettiin samanlaisena tasapainotilan laskentana kuin nykyinen sihti. Käytettiin samoja algoritmeja, paineen ja nopeuden yhdistämismenetelmää, turbulenssimallia ja pääasiassa samoja diskretointimenetelmiä. Erona diskretointimenetelmissä oli liikemääräyhtälön diskretointi. Nykyisen sihdin simuloinnissa jouduttiin käyttämään blended-menetelmää konvergenssiongelmiin vuoksi, mutta siivekekaavainten tapauksessa samoja ongelmia ei ilmennyt ja voitiin käyttää täyttä toisen kertaluvun diskretointimenetelmää.



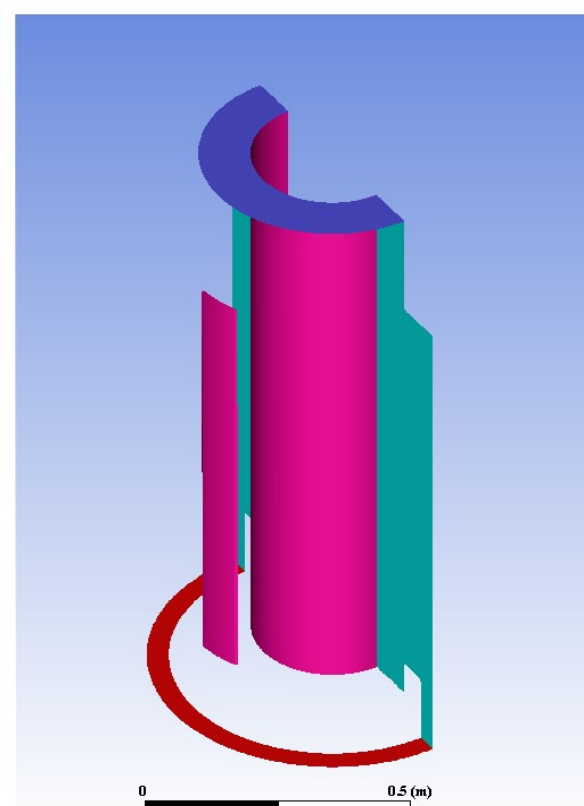
a) Ulkoreunat



b) Ulkoreunat toiselta puolelta

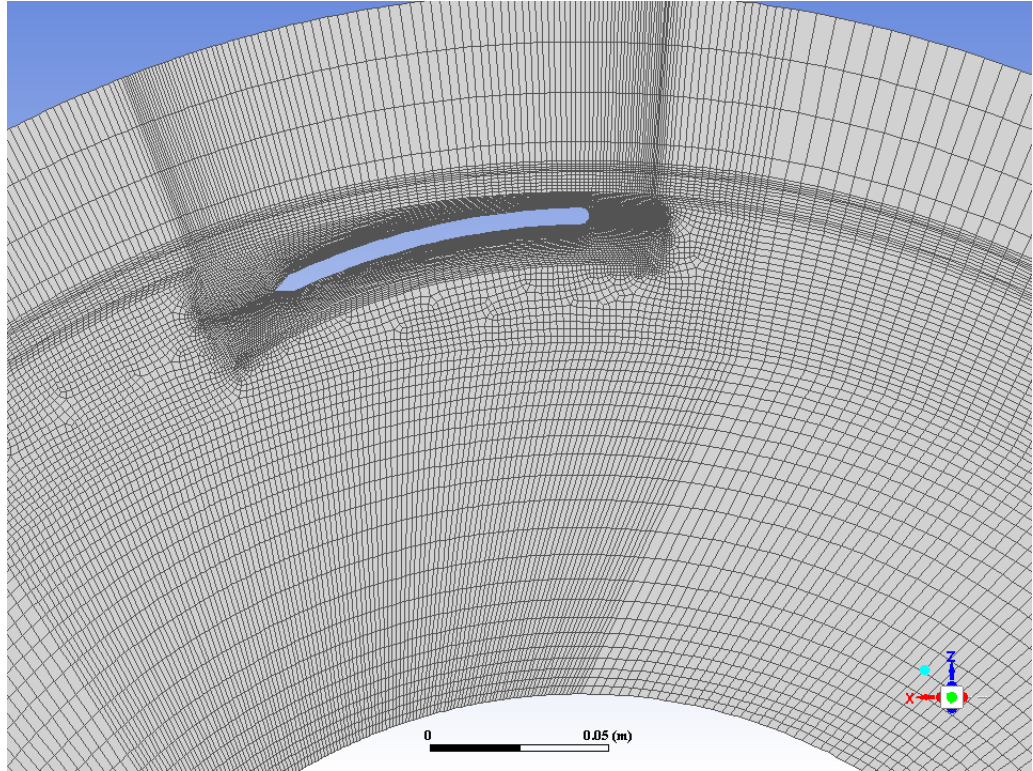


c) Geometria, kun ulkoseinät on piilotettu



d) Geometria, kun ulkoseinät ja sihti on piilotettu

Kuva 6.1. Siivekekaavainten simulointigeometria ja reunaehdot.



Kuva 6.2. Poikkileikkaus siivekekaavainten laskentahilasta.

6.3 Simulointitulokset

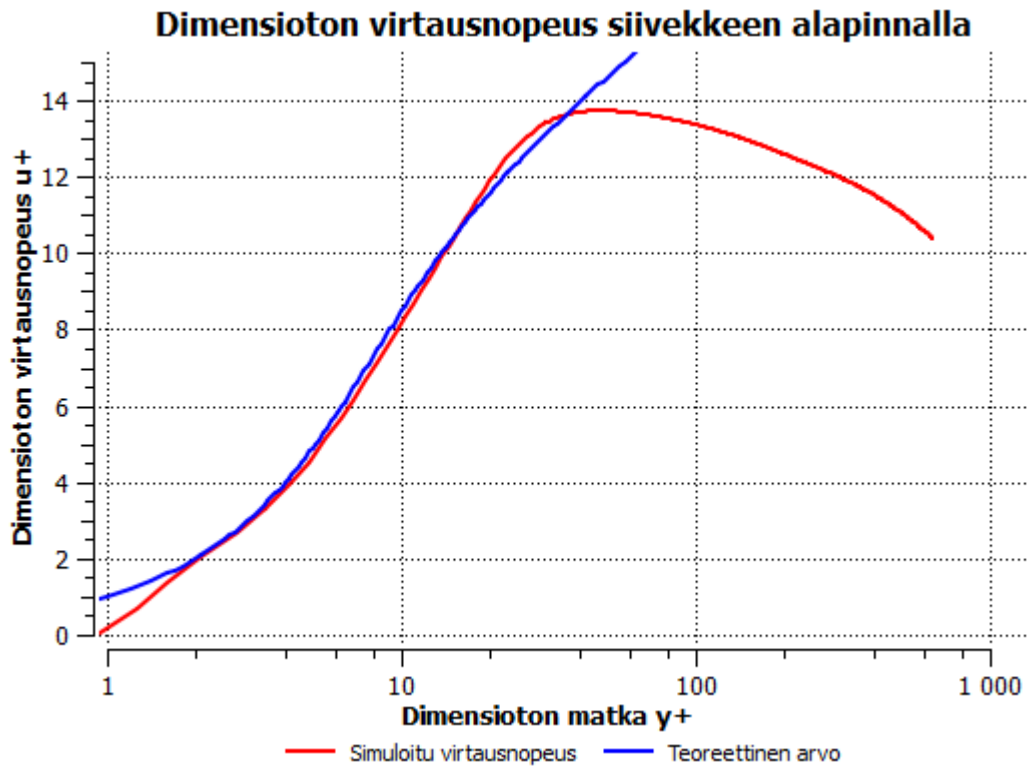
Simulointitulosten käsittely aloitetaan, aina kun mahdollista, simulointitulosten validoinnista. Validoinnissa tulosten luotettavuutta arvioidaan vertaamalla tuloksia analyttisiin ratkaisuihin tai kokeellisiin mittaustuloksiin. Ensimmäiseksi validointia varten tarkasteltiin dimensiotonta virtausnopeusprofiilia siivekkeen pinnalla. Kuvassa 6.3 siivekkeen nopeusprofiilia verrataan turbulenttisen tasolevyn rajakerroksen kokeellisesti määritettyyn nopeusprofiiliin. Dimensiottomina suureina turbulenttiselle rajakerrokselle käytettiin dimensiotonta virtausnopeutta u^+ (6.2) ja dimensiotonta etäisyyttä y^+ (6.3). [21]

$$v^* = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (6.1)$$

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{v^*} \quad (6.2)$$

$$y^+ = \frac{yv^*}{\nu}, \quad (6.3)$$

joissa τ_w on leikkausjännitys siivekkeen pinnalla, y on etäisyys siivekkeestä ja ν on dynaaminen viskositeetti. Lähellä siivekkeen pintaa nopeusprofiili vastasi hyvin kokeellista korrelaatiota. Kauempana siivekkeestä profiilit poikkesivat toisistaan, koska virtausgeometria kauempana siivekkeestä ei vastaa tasolevyä.

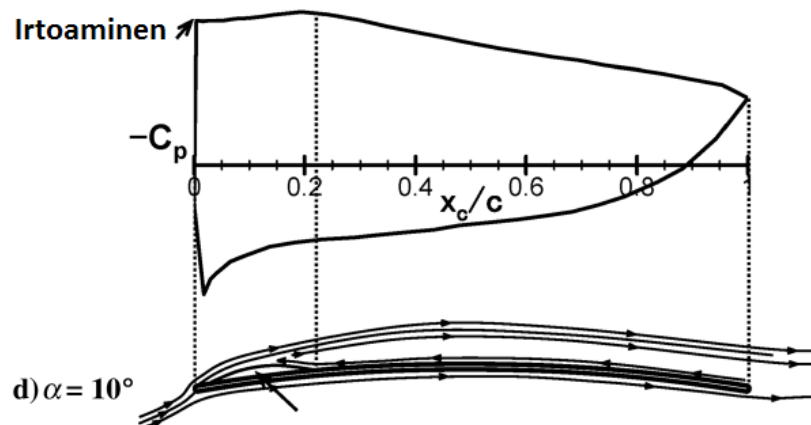


Kuva 6.3. Dimensioton virtausnopeus siivekkeen alapinnalla.

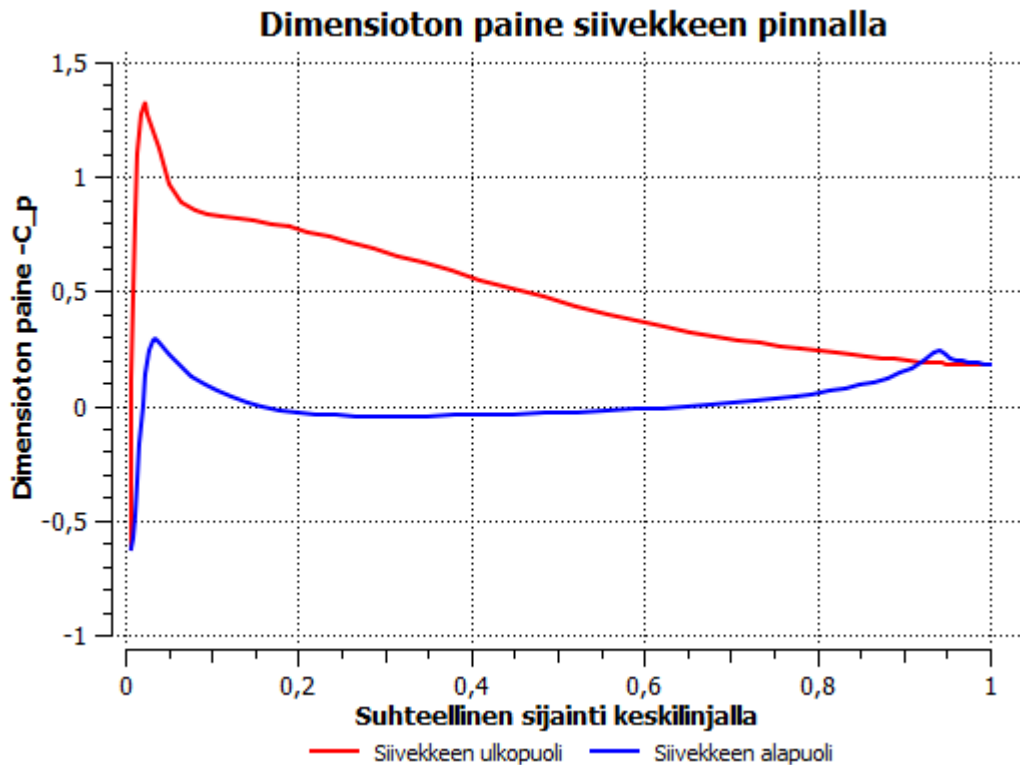
Siivekekaavainta ei voi nosteensa ja vastusvoimansa puolesta verrata vapaassa virtauksessa oleviin siipiin, koska virtaukset sihdin ympärillä eivät vastaa vapaan virtauksen tilannetta. Kaavainta vastaavalle täysin samanlaiselle siivekkeelle ei löytynyt mittausdataa, mutta lähteestä [41] löydettiin saman muotoiselle, tosin ohuemmalle, vähemmän kaarevalle hieman toisenlaisissa virtausolosuhteissa mittausdataa (kuva 6.4). Kuvan 6.4 siivekkeen pintojen painejakaumaa verrattiin kuvan 6.5 mukaiseen simuloitun siivekkeen painejakaumaan. Kuvissa dimensiottomana paineena

$$C_p = \frac{2(p - p_\infty)}{\rho V^2}, \quad (6.4)$$

jossa p on paine siivekkeen pinnalla p_∞ on referenssipaine kaukana siivekkeestä ja V on siivekkeen nopeus.



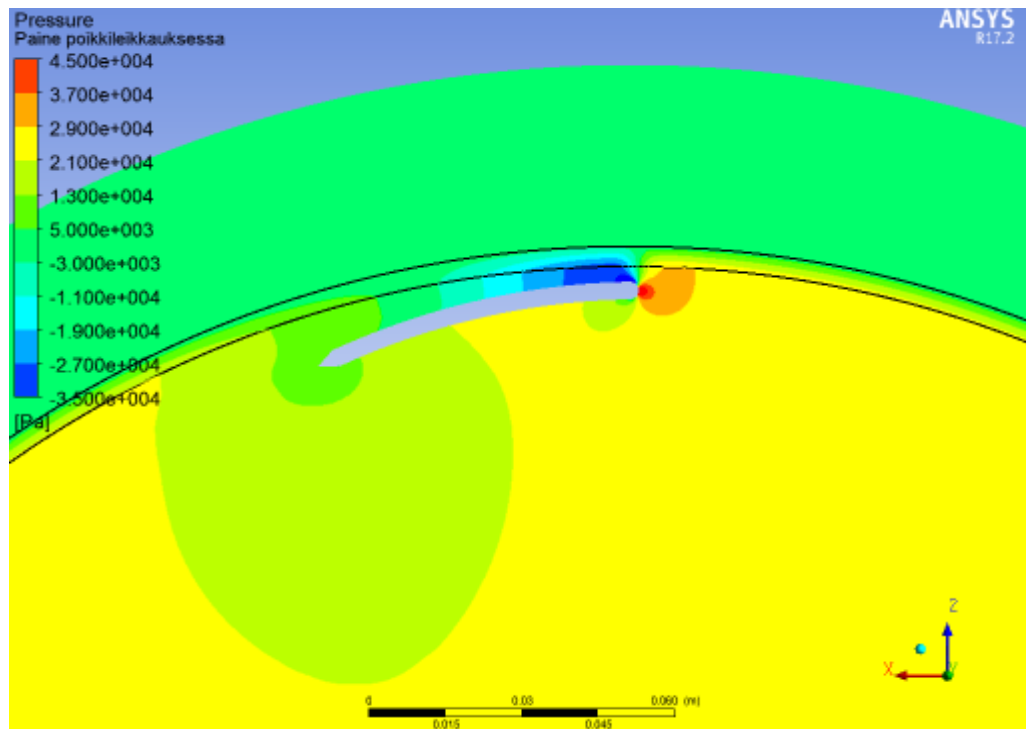
Kuva 6.4. Kokeellisesti määritetty painejakauma ympyräkaaren muotoisen siivekkeen matkalla. [41]



Kuva 6.5. Dimensioton paine siivekkeen pinnoilla.

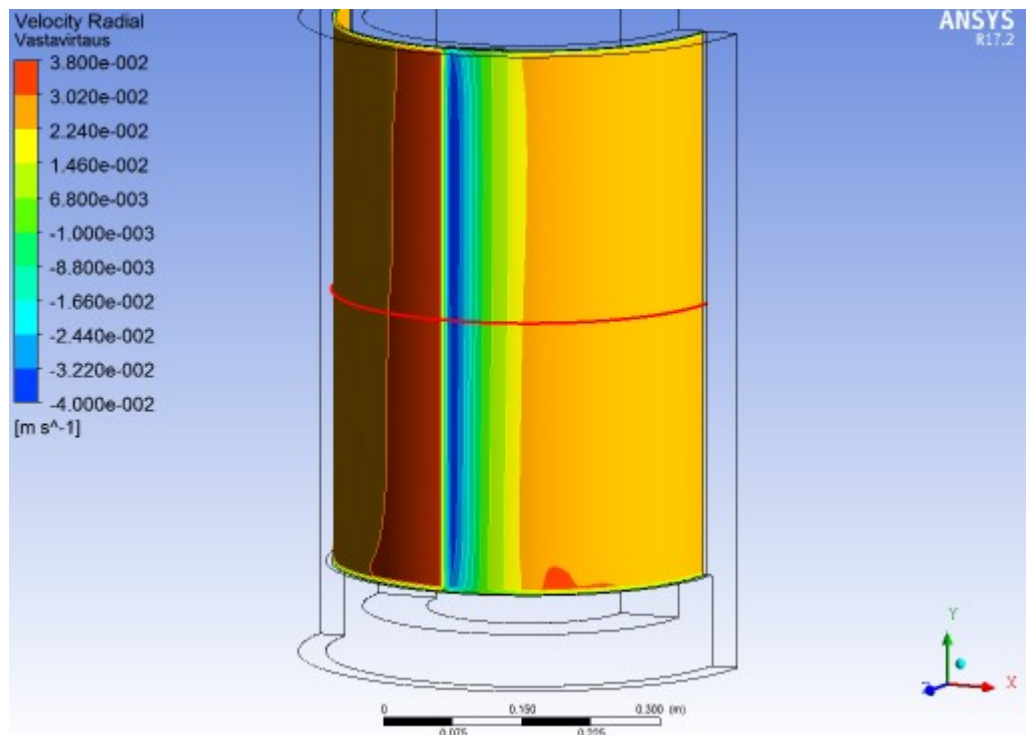
Simuloidussa tapauksessa aivan siivekkeen alussa paineessa on lyhyt ja terävä pudotus, jollaista ei ole kokeellisessa datassa. Simuloitu siiveke oli paksumpi, joten siivekkeen etureunalla virtaus joutui kiertämään siivekkeen kärjen ympäri. Näin pienellä alueella siivekkeen kärjen ympärillä paine putosi äkillisesti ja muodosti alkuun piikin. Tämä ilmiö tasoittui siivekkeen matkalla. Muuten erilaisista virtausominaisuuksista johtuen painejakauman arvot eivät olleet vertailukelpoisia, mutta käyrien muoto oli hyvin samanlainen. Validointien pohjalta todettiin, että virtausmalli vastasi pääpiirteissään todellista fysiikkaa.

Siivekekaavaimen tapauksessa oleellisia olivat siivekkeen aiheuttamat painevaihtelut. Kuvassa 6.6 on esitetty paine siivekkeen ympärillä vertailutapauksessa sihdin puolivälissä ja muille tapauksille painejakauma löytyy liitteestä 2. Siivekkeen etupuolelle syntyi korkean paineen alue, kun siiveke työnsi pintaliimaa edessään. Aivan siivekkeen edessä oli piste, jossa virtaus pysähtyi ja paine oli sama kuin siivekkeen nopeus ja Bernoullin laki (3.2) määrittävät. Siivekkeen ulkopinnan ja sihtiverkon välissä virtausnopeus nousi korkeaksi ja paine putosi nopeasti, siivekkeen pintaa edetessä paine nousi jälleen kohti ympäröivää painetasoa.



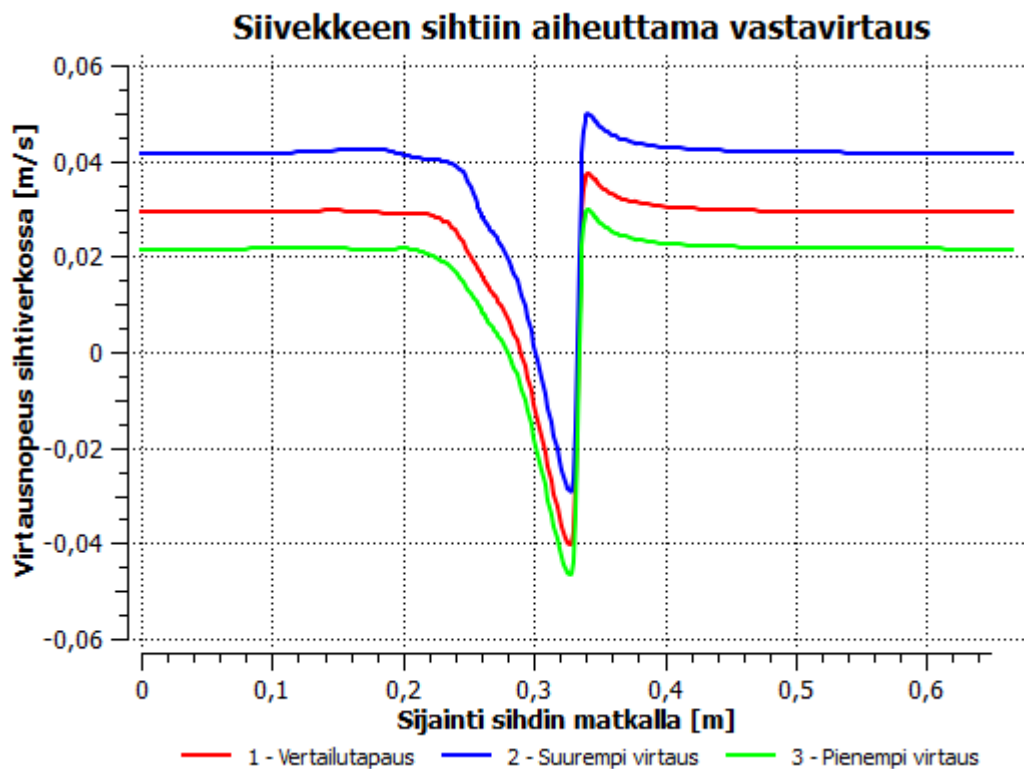
Kuva 6.6. Siivekekaavaimen aiheuttama painejakauma sihdin puolivälissä vertailutapauksessa.

Siivekekaavainten puhdistusvaikutuksen kannalta tärkein muuttuja oli virtausnopeus sihdin läpi. Kuvassa 6.7 on esitetty siivekkeen aiheuttama vastavirtaus koko sihdin alueella vertailutapauksessa. Virtausnopeus ei juurikaan muutu siivekkeen matkalla pystysuunnassa, joten siivekkeiden vertailussa riitti tarkastella virtauksia sihdin puolivälissä.

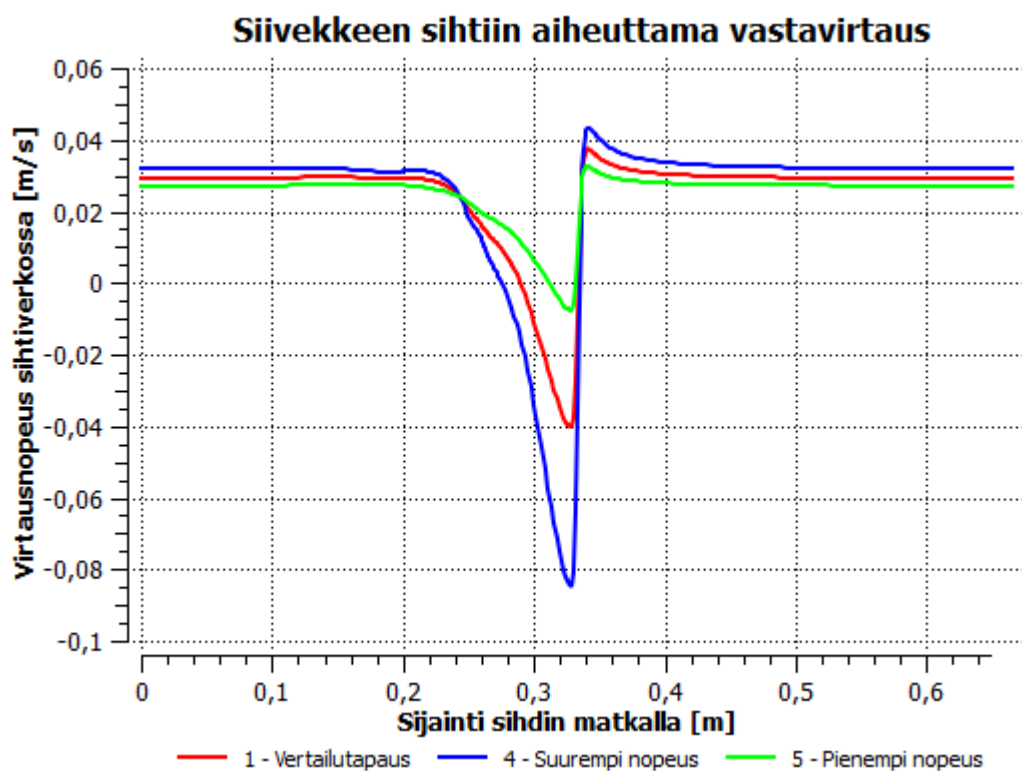


Kuva 6.7. Virtausnopeus sihtiverkon läpi siivekekaavainten vertailutapauksessa. Sihdin puolivälin punaista linjaa tarkastellaan tarkemmin.

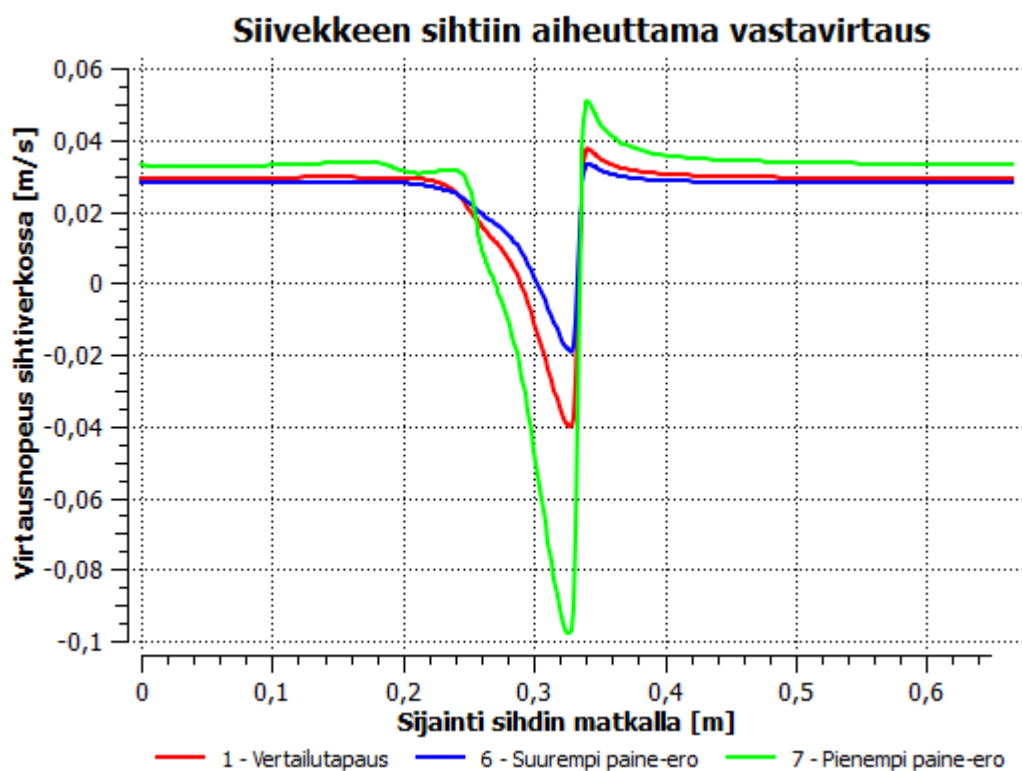
Kuvissa 6.8, 6.9 ja 6.10 on verrattu eri muuttujien vaikutusta sihdin keskilinjan virtausnopeuksiin. Yksittäisten muuttujien muuttaminen ainoastaan vahvisti tai heikensi siivekkeen toiminnan vaikutusta, mutta ei muuttanut siivekkeen toimintaa muuten. Sihdin virtauksen vaikutus on esitetty kuvassa 6.8: Sihdin virtaus muutti ainoastaan siivekkeen toiminnan referenssisitasoa. Käyrien muoto oli sama, ainoastaan niiden paikka y-akselilla muuttui. Kuvan 6.9 mukaisesti sihdin paine ero ei vaikuttanut siivekkeen toimintaan, mutta sihtiverkon paine-eron muuttuessa siivekkeen aiheuttama suhteellinen paine-ero muuttui, mikä vaikutti vastavirtaukseen sihdissä. Kuvassa 6.10 on esitetty pyörimisnopeuden vaikutus vastavirtaukseen: Vaikutus oli hyvin samanlainen kuin sihdin paine-eron muuttuessa. Sihdin paine-ero pysyi samana, mutta siivekkeen aiheuttama paine-ero suhteessa sihdin paine-eroon muuttui.



Kuva 6.8. Sihdin virtausmäärän vaikutus virtausnopeuteen sihtiverkon läpi.



Kuva 6.9. Siivekkeen pyörimisnopeuden vaikutus virtausnopeuteen sihtiverkon läpi.



Kuva 6.10. Sihtiverkon paine-eron vaikutus virtausnopeuteen sihtiverkon läpi.

Taulukkoon 6.2 on kerätty tulokset siivekekaavainten vertailutapauksista. Pyöritysteholla tarkoitetaan tehoa, joka tarvitaan siivekkeen ja sihdin keskiosan pyörittämiseen halutulla no-

peudella. Virtausminimin ero keskiarvoon on siivekkeen aiheuttaman suurimman vastavirtauksen erotus virtausnopeuden keskiarvoon. Minimivirtaus on todellinen pienin virtausnopeus sihdissä. Virtausminimin ero keskiarvoon kuvaa käytännössä siivekkeen toimintaa, kun taas minimivirtaus kuvaa paremmin todellista vastavirtausta ja sen aiheuttamaa pesutehoa.

Taulukko 6.2. Siivekekaavaimen simulointitulokset. Prosenttiluvut on suhteutettu vertailutapaukseen siten, että vertailutapauksessa prosenttiluku on 100.

Tapaus	Pyöritysteho [W]	Minimin ero keskiarvoon [m/s]	Minimivirtaus [m/s]
1 – Vertailutapaus	2470 (100 %)	-0,065 (100 %)	-0,040 (100 %)
2 – Suurempi virtaus	2470 (100 %)	-0,067 (102 %)	-0,029 (72 %)
3 – Pienempi virtaus	2410 (97 %)	-0,064 (98 %)	-0,047 (116 %)
4 – Suurempi nopeus	4720 (191 %)	-0,110 (167 %)	-0,085 (210 %)
5 – Pienempi nopeus	1060 (43 %)	-0,033 (50 %)	-0,008 (19 %)
6 – Suurempi paine-ero	2420 (98 %)	-0,044 (68 %)	-0,019 (48 %)
7 – Pienempi paine-ero	2480 (101 %)	-0,123 (188 %)	-0,098 (242 %)

Siivekkeen toiminta ei merkittävästi muuttunut parametrien muuttuessa, mutta siiveke vaatisi hyvän mitoituksen toimiakseen kunnolla. Liian pienellä pyörimisnopeudella siiveke ei välttämättä puhdistaisi sihtiverkkoa lainkaan. Sihdin pesutehossa olisi mukana haitallinen negatiivinen takaisinkytkentä: sihdin paine-eron kasvaessa siivekkeen aiheuttama vastavirtaus pienenesi ja siivekkeen puhdistusteho heikkenisi. Toisaalta siivekkeen pyörimisnopeutta muuttamalla voitaisiin siivekkeen puhdistustehoa muuttaa, siivekekaavain voitaisiin kalibroida erikseen eri sovelluksiin ja puhdistustehon muuttaminen olisi mahdollista kesken sihdin toiminnan.

7 Ulkopuolinen painepesuri

7.1 Simulointitapaus

Toisessa kehitysvaihtoehdossa mekaaniset kaavaimet korvattiin ulkopuolisilla pesusuuttimilla, jotka aiheuttavat sihtiverkon ulkopinnalle tilapäisesti ylipaineen ja kääntävät virtaus-suunnan sihtiverkossa. Suuttimen muoto valittiin siten, että suutin alkaa pyöreästä putkesta joka kapenee kiilamaiseksi raoksi. Muoto valittiin yksinkertaiseksi, koska luotettavat tulokset tarkempien simulointigeometrioiden eduista olisivat vaatineet mittaustietoa tarkoista suutingeometrioista, mitä ei ollut saatavilla. Yksinkertaiseen suuttimeen voitiin soveltaa analyttisiä ratkaisuja samalla tarkkuudella kuin tarkempiin suutingeometrioihin. Suutinten muotoa optimoitiin siten vain rajallisesti. Optimoinnissa keskityttiin suutinten sijaintiin, määrään, kokoon ja suutinpaineeseen. Tavoitteena oli saavuttaa mahdollisimman hyvä vastavirtaus pienellä paineella ja virtausmäärällä. Simulointimallin validoimiseksi voitiin suutinten tapauksessa käyttää analyttisiä tuloksia suihkuille. Näin virtauksen nopeusprofiilin luotettavuutta voitiin arvioida tehokkaasti.

Virtausgeometriaan käytettiin vastaavaa geometriaa kuin siivekkeen tapauksessa. Sihdin korkeus pienennettiin kolmasosaan sihdin todellisesta korkeudesta, koska näin säästettiin laskentaresursseja vaikuttamatta merkittävästi simulointituloksiin. Siiveke korvattiin pystysuuntaisella lieriöllä, jonka sisällä oli viisi suutinta. Suutinten määrä ei kattanut koko sihtiä pystysuunnassa, koska jo muutama suutin riittää suutinten vaikutusten vertailuun.

Suutinten toimintaparametreja muutettiin jälleen samalla tavalla kuin aiemmissa tapauksissa. Muutettaviksi parametreiksi valittiin virtaus sihdin läpi, paine-ero sihdin yli, suuttimen syöttöpaine ja suutinten etäisyys toisistaan pystysuunnassa. Suutinpaine on oleellinen suihkun käyttäytymisen kannalta ja sellainen parametri, jota voidaan muuttaa sihdin toiminnan aikana. Suutinten väli toisiinsa pystysuunnassa mahdollistaa päällekkäin osuvien suihkujen yhteisvaikutuksen arvioinnin. Valitut simulointitapaukset on esitetty taulukossa 7.1. Sihtirumpu asetettiin lisäksi pyörimään 4 rpm nopeudella.

Taulukko 7.1. Ulkoisten pesusuutinten simulointitapaukset.

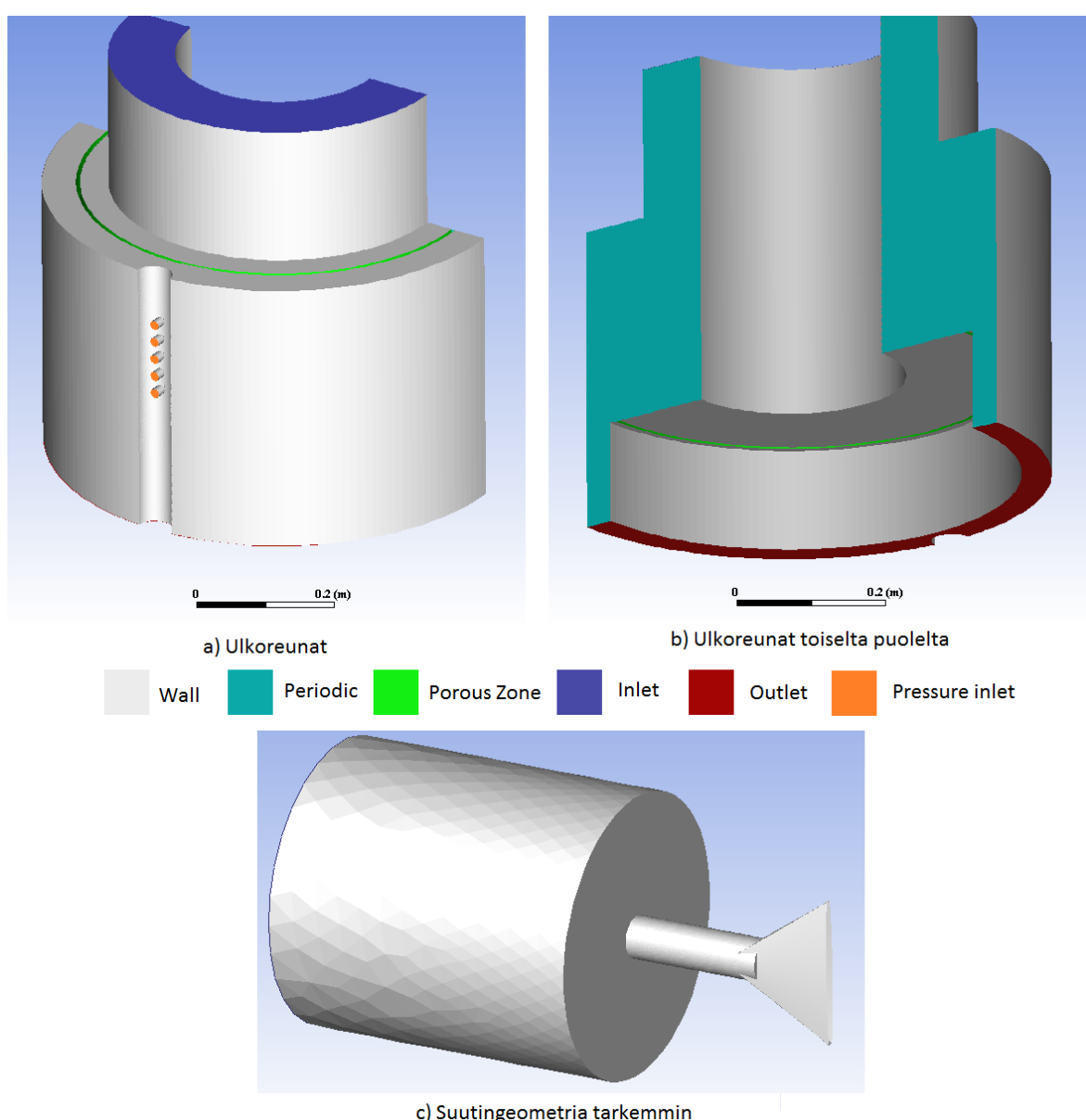
Tapaus	Sihdin virtaus [dm ³ /s]	Vastuskerroin [m ⁻²]	Syöttöpaine [kPa]	Suutinten etäisyys [mm]
1 – Vertailutapaus	20,0	$4,95 \cdot 10^9$	1200	20
2 – Suurempi virtaus	30,0	$4,95 \cdot 10^9$	1200	20
3 – Pienempi virtaus	14,0	$4,95 \cdot 10^9$	1200	20
4 – Suurempi paine-ero	20,0	$2,47 \cdot 10^9$	1200	20
5 – Pienempi paine-ero	20,0	$7,42 \cdot 10^9$	1200	20
6 – Suurempi syöttöpaine	20,0	$4,95 \cdot 10^9$	1600	20
7 – Pienempi syöttöpaine	20,0	$4,95 \cdot 10^9$	800	20
8 – Suuttimet lähempänä	20,0	$4,95 \cdot 10^9$	1200	16
9 – Suuttimet kauempana	20,0	$4,95 \cdot 10^9$	1200	24

Myös suutinten tapauksessa arvioitiin simulointitapauksen turbulenttisuutta. Tässä tapauksessa ei kuitenkaan etukäteen tiedetty virtausnopeutta suuttimessa, eikä siten suuttimen Reynoldsin lukua (3.1). Tapaus simuloitiin turbulenttisena ja virtauksen turbulenttisuutta arvioidaan tulosten käsittelyssä, luvussa 7.3.

7.2 Simulointimalli

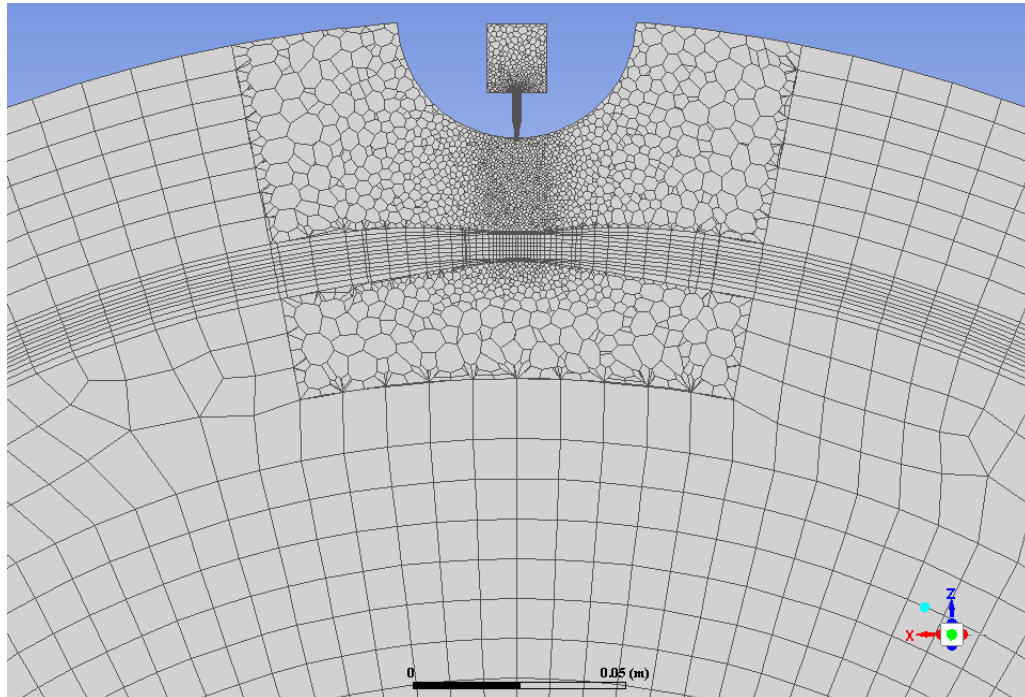
Suuttimen muotoa ja toimintaa optimoitiin alustavissa simuloinneissa, joissa pyrittiin maksimoimaan suuttimen sihtiin aiheuttama vastavirtaus. Viimeisin suuttimen malli on esitetty tässä luvussa.

Toisin kuin siivekekaavainten tapauksessa, ulkoinen pesusuutin ja sihdin seinät olivat paikallaan, ainoastaan sihtiverkko asetettiin pyörimään, kuten käytännön sovelluksessa tehtäisiin. Kuvassa 7.1 on esitetty käytetty virtausgeometria ja reunaehdot. Lopullisessa suutin-geometriassa suuttimen takana on suurempi tilavuus, johon pesuvirtaus johdetaan. Takatilavuudesta virtaus ohjautui suuttimen läpi ja sihtiverkon pinnalle. Erillisellä syöttötilavuudella pyrittiin vähentämään inlet-reunaehdon vaikutusta. Geometria on edelleen puolet sihdistä, jolloin riitti simuloida yksi suutinrivistö. Reunaehdot olivat pääosin samat kuin siivekekaavainten tapauksessa. Jokaiseen suuttimeen lisättiin vain omat vakiopainesyötöt.



Kuva 7.1. Ulkopuolisten painepesusuutinten simulointigeometria ja reunaehdot.

Laskentahila muodostettiin kuvan 7.2 mukaisesti siten, että kaukana suuttimista käytettiin heksakopeista rakentuvaa hilaa, joka luotiin pyyhkäisymenetelmällä. Suuttimien ja suutinten ympäristön geometria on monimutkaisempi, joten suutinten alueella käytettiin monikulmiohilaa. Näin kyettiin käyttämään suuria koppeja kaukana suuttimista ja tihentämään hilaa merkittävästi mielenkiintoisella ja suuria gradientteja sisältävällä alueella suutinten ympärillä. Suuttimista kaukana oleva heksakoppien poikkileikkaus oli sama koko simulointihilan alueella.



Kuva 7.2. Poikkileikkaus ulkopuolisten pesusuutinten laskentahilasta.

Malli simuloitiin samoilla asetuksilla kuin siivekekaavaimet. Käyttämällä samoja algoritmeja ja diskretointimenetelmiä, pyrittiin varmistamaan, että simulointimallin valinnat eivät aiheuttaisi eroja virtauksen käyttäytymiseen, vaan mahdolliset erot todella johtuisivat fyysikaalisista eroista simulointimallien välillä.

7.3 Simulointitulokset

Simulointitapauksen määrittelyvaiheessa ei tiedetty virtausnopeutta suuttimissa, joten ei tiedetty, onko simulointitapaus laminaarinen vai turbulентtinen. Turbulenssimallin käyttö oli perusteltava ennen simulointitulosten tarkempaa tutkimista. Laminaarisuuden tutkimisessa käytettiin jälleen suihkun Reynoldsin lukua (3.1). Koska suutin ei ole pyörä, karakteristiseksi mitaksi valittiin hydraulinen halkaisija

$$D_h = \frac{4A}{P}, \quad (7.1)$$

jossa A on suuttimen pinta-ala ja P suuttimen piiri. Vertailutapauksessa suuttimen Reynoldsin luvuksi saatiin $Re = 540$. Tästä voitiin lähteen [20] perusteella päätellä suihku alussa laminaariseksi, mutta muuttuvan turbulентtiseksi kauempana suuttimesta. Turbulenssimallin käyttö oli siten perusteltavaa.

Simulointitulosten tarkempi käsittely aloitettiin jälleen validoimalla simulointimallin tulokset ja arvioimalla simulointitulosten luotettavuutta. Toisin kuin siivekkeille, suutinten aiheuttamille suihkuille on olemassa analyttisiä korrelaatioita, joiden avulla simulointituloksia voitiin helposti arvioida. Täsmälleen simuloitun suuttimen muotoiselle suuttimelle ei ollut olemassa analyttistä ratkaisua, mutta suutin arvioitiin pyöreän suihkun ja tasosuihkun välimuodoksi.

Suihkulle, joka muuttuu turbulenttiseksi jossain vaiheessa, ei ole olemassa analyttistä ratkaisua. Suihkun nopeuden kehitystä verrattiin laminaarisiin analyttisiin ratkaisuihin suihkulle. Analyttisten ratkaisujen [21] perusteella tasosuihkun suurin nopeus suihkun keskilinjalla oli kääntäen verrannollinen etäisyyden kuutiojuureen, eli $x^{-\frac{1}{3}}$, ja pyöreän suihkun kääntäen verrannollinen etäisyyteen x^{-1} . Kuvassa 7.3 on esitetty suihkun dimensioton nopeusprofiili suuttimen keskilinjalla. Dimensiottomina suureina käytettiin dimensiota etäisyyttä

$$\frac{x}{L} \quad (7.2)$$

ja dimensiota virtausnopeutta

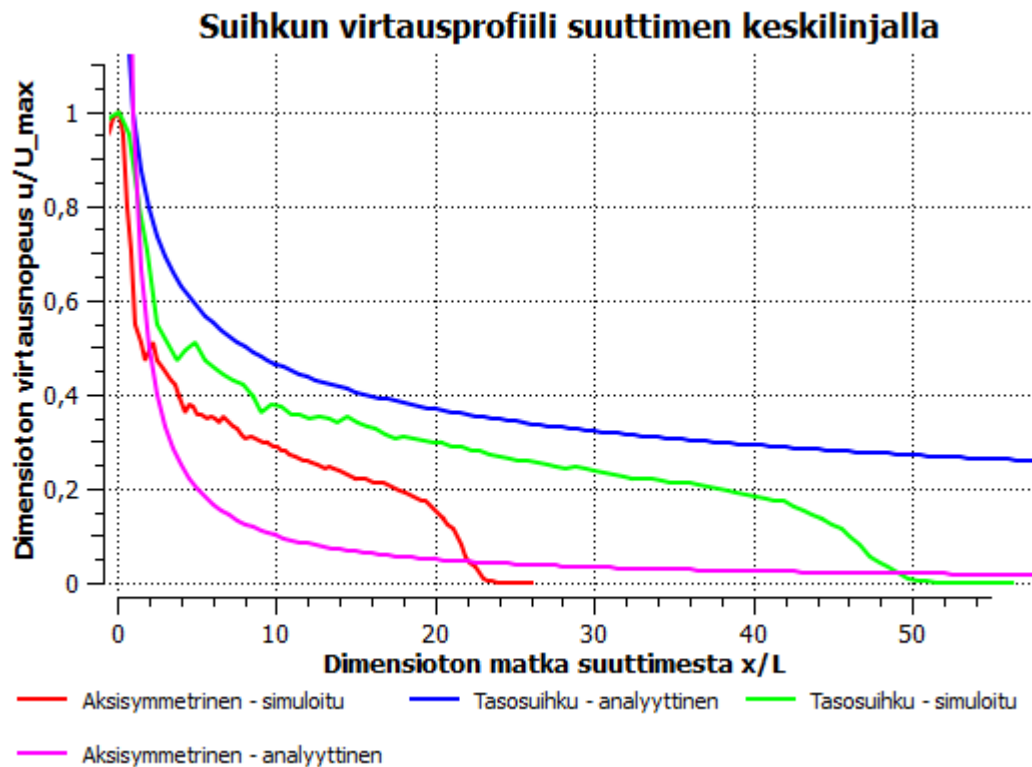
$$\frac{\bar{U}}{\bar{U}_{max}}, \quad (7.3)$$

joissa x on etäisyys suuttimesta L karakteristinen mitta (suuttimen leveys tasosuihkun tapauksessa ja aksisymmetrisen suihkun tapauksessa suuttimen hydraulinen halkaisija), \bar{U} on virtausnopeuden keskiarvo ja \bar{U}_{max} on suurin virtausnopeuden arvo linjalla. Simuloitu nopeusprofiili vastasi hyvin laminaarisen suihkun nopeusprofiilia, joskin nopeus laski hieman nopeammin kuin laminaarisen tasosuihkun nopeus. Nopeus hidastui selvästi hitaammin kuin aksisymmetrisen suihkun analyttinen ratkaisu. Kaukana suuttimesta ero ratkaisujen välillä kasvoi, sillä simuloitu suihku osui sihtiverkkoon. Pyöreään suihkuun verrattuna nopeus laski paljon hitaammin kuin analyttisessä ratkaisussa.

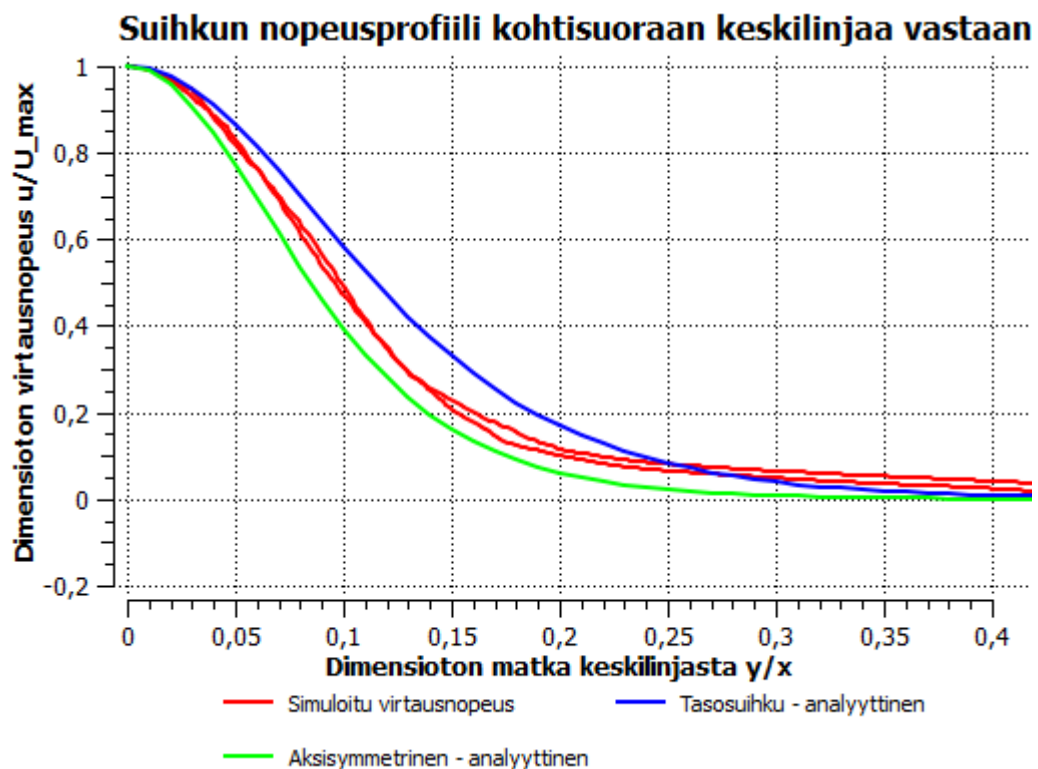
Toinen vertailu analyttiseen ratkaisuun tehtiin kohtisuoraan suihkun keskilinjaa vastaan. Suihkua verrattiin kauempana suuttimesta, missä suihkun pitäisi olla turbulenttinen. Nopeusprofiilia verrattiin turbulenttisiin korrelaatioihin, koska laminaarisella analyttisellä ratkaisulla ei ole yksiselitteistä muotoa. Turbulenttisille taso- ja aksisymmetrisille suihkuille löytyi tarkka dimensioton muoto [21]. Kuvassa 7.4 on esitetty dimensiottomat nopeusprofiilit 22 mm etäisyydellä suuttimesta. Dimensiottomina muuttujina käytettiin samaa dimensiota virtausnopeutta (7.2), mutta dimensiottomana etäisyytenä käytettiin

$$\frac{y}{x}, \quad (7.4)$$

joissa y on etäisyys suihkun keskilinjasta. Simuloitu suihku asettui myös tässä tarkastelussa analyttisten ratkaisujen välille. Kaukana suuttimen keskilinjasta simulointimalli antaa virtaukselle suurempia tuloksia, koska sihdin muut virtaukset ja suihkun osuminen sihtiverkkoon vaikuttavat tuloksiin. Validointien pohjalta simuloitu suihku vastasi todellista fysiikkaa suihkussa. Suihkun vaikutusta sihtiverkon pintaan ja suihkun muotoa ei kuitenkaan kyetty validoimaan.

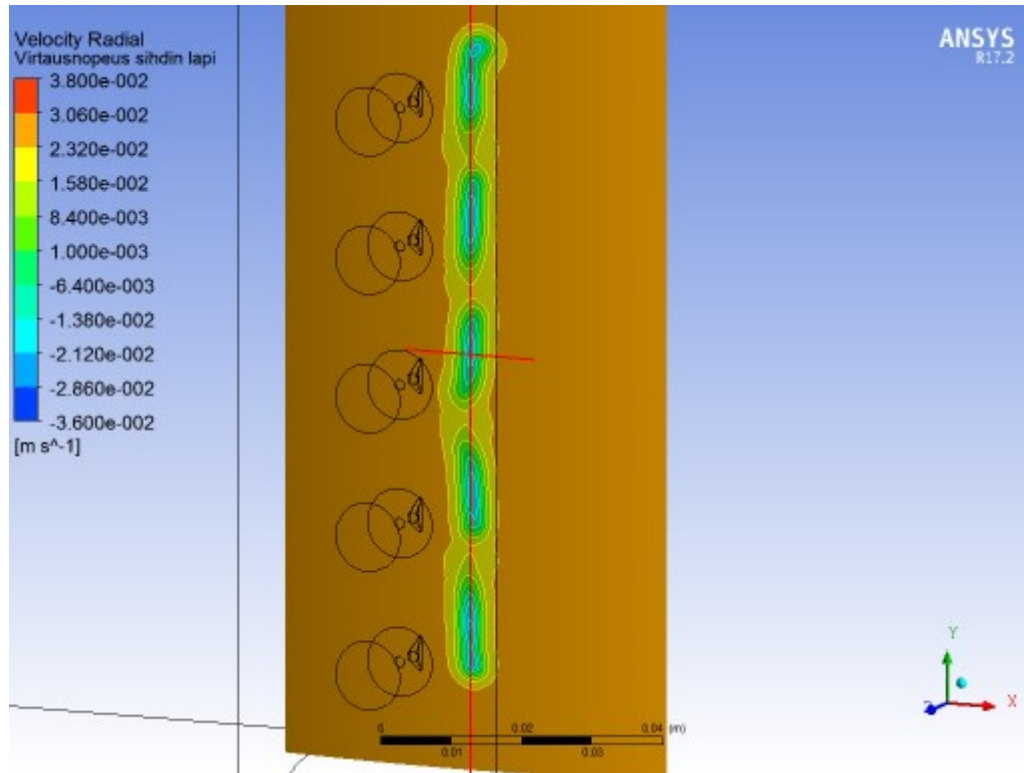


Kuva 7.3. Suuttimen suihkun ($Re = 540$) nopeusprofiili suuttimen keskilinjalla vertailutapauksessa.



Kuva 7.4. Suihkun ($Re = 540$) nopeusprofiili 22 mm etäisyydellä suuttimesta kohtisuoraan suuttimen keskilinjaa vastaan.

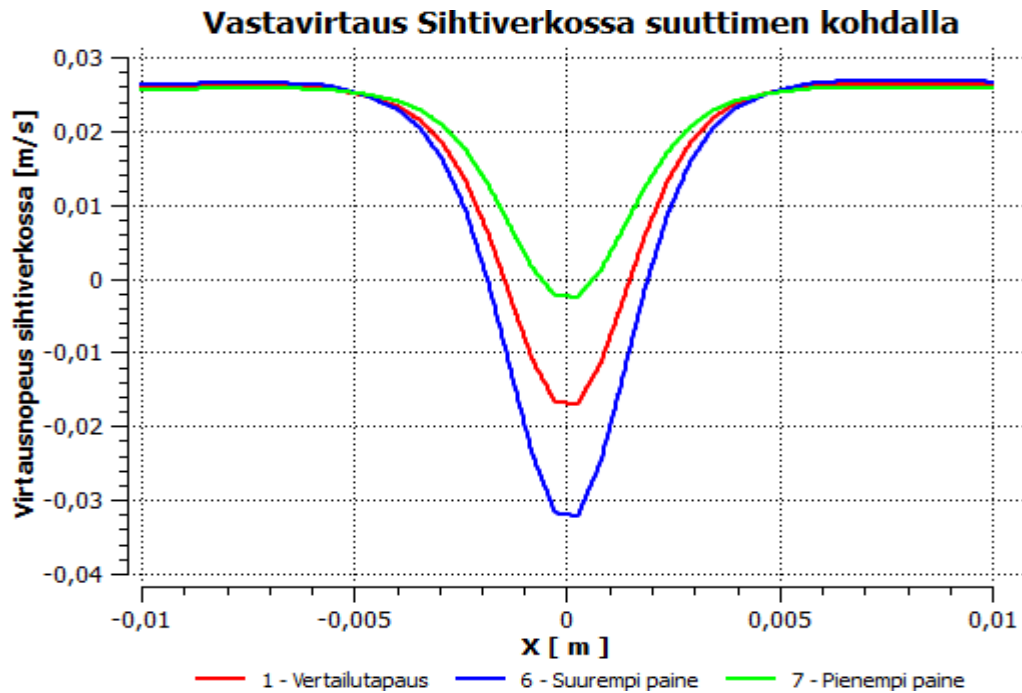
Suutinten sihtiin aiheuttama vastavirtaus oli oleellisin tekijä suutinten puhdistustehoa arvioitaessa. Kuvassa 7.5 on esitetty ulkoisten suutinten aiheuttama vastavirtaus sihtiin vertailutapauksessa ja liitteessä 3 on vastaavat tulokset kaikille simulointitapauksille. Suuttimen aiheuttama vastavirtaus muuttui selkeästi keskilinjalta poistuttaessa sekä pysty- että vaakasuunnissa. Suutinten tehon vertailu eri tapauksissa onnistuu tarkastelemalla arvoja keskilinjalla. Suutinten aiheuttamia vastavirtauksia tarkasteltiin tarkemmin kuvan 7.5 punaisilla linjoilla.



Kuva 7.5. Ulkopesurin ($Re = 540$) aiheuttama vastavirtaus sihtiin vertailutapauksessa. Punaisia linjoja tarkastellaan tarkemmin.

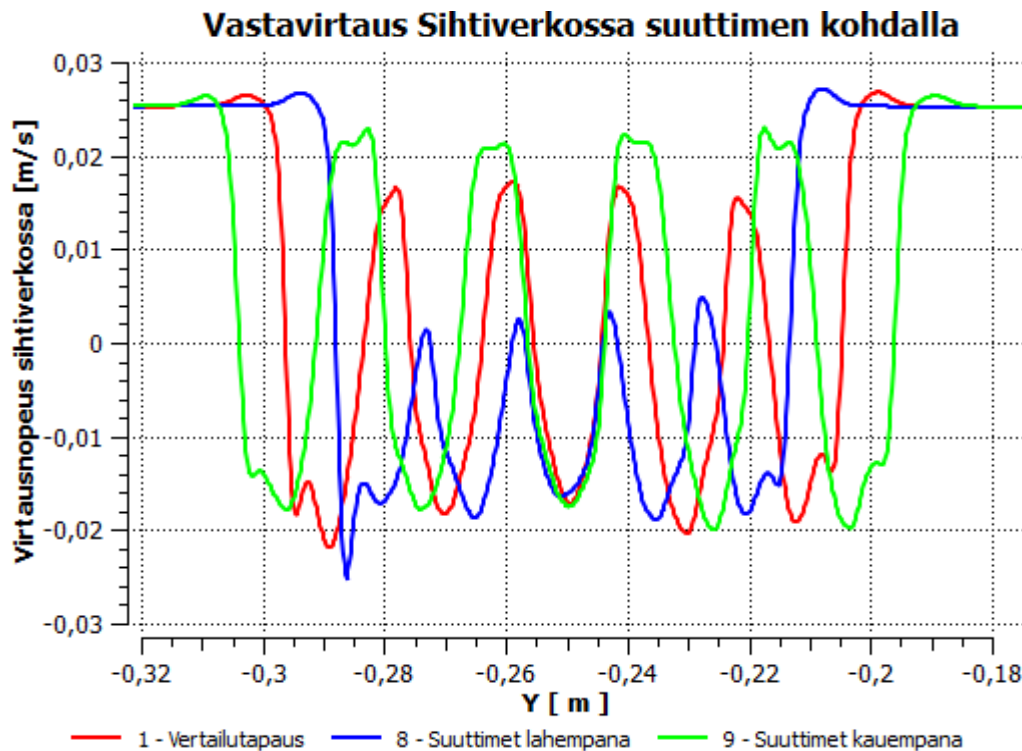
Sihtiverkon paine-eron ja sihdin virtauksen vaikutus suutinten aiheuttamaan vastavirtaukseen on esitetty liitteessä 3. Vaikutus oli hyvin samanlainen kuin siivekekaavaimen tapauksessa. Sihdin virtaus ei muuttanut vastavirtauskäyrän muotoa, mutta paikka y-akselilla muuttui. Sihtiverkon paine-ero vaikutti samaan tapaan kuin siivekekaavaimilla, suuttimen aiheuttama paine-ero verkon ulkopuolella ei muuttunut, mutta suhteellinen ero sihdin virtaukseen muuttui.

Kuvassa 7.6 on esitetty suuttimen syöttöpaineen vaikutus sihdin vastavirtaukseen. Syöttöpaine vaikutti samaan tapaan kuin pyörimisnopeus siivekekaavainten tapauksessa: Vastavirtauskäyrän muoto ei muuttunut, mutta suurempi paine nosti suuttimen virtausnopeutta ja siten sihtiverkon ulkopuolelle muodostui suurempi ylipaine suhteessa sihtiverkon paine-eroon.



Kuva 7.6. Ulkopuolisen suuttimen paineen vaikutus virtausnopeuteen sihtiverkon läpi.

Suutinten etäisyyden vaikutus vastavirtaukseen oli mielekkäämpää tarkastella sihdin pystysuunnassa kuvan 7.7 mukaisesti. Liitteessä 3 on esitetty pystysuuntaisen etäisyyden vaikutus virtausprofiiliin poikkisuunnassa, mutta merkittävää vaikutusta poikkisuunnassa ei ollut. Pystysuuntainen virtausprofiili, erityisesti keskimmäisen suuttimen kohdalla, oli kaikilla etäisyyksillä lähes sama. Suuttimet eivät vaikuttaneet toistensa virtauksiin suihkujen keskellä, mutta yksittäisten suutinten suihkujen reunoilla pienempi etäisyys vaikutti siten, että suihkut asettuivat päällekkäin ja virtausprofiili tasoittui.



Kuva 7.7. Ulkopuolisten suutinten etäisyyden vaikutus virtausnopeuteen sihtiverkon läpi.

Taulukkoon 7.2 on kerätty ulkoisten pesusuutinten simulointitapausten tulokset. Suutinten virtaus suhteutettiin koko sihdin virtaukseen siten, mikä olisi suutinten virtaus, jos koko sihtiverkon pinta pystysuunnassa katettaisiin suuttimilla. Virtausminimit otettiin suuttimen keskikilijan arvoista. Virtausminimin ero keskiarvoon oli pienimmän virtausnopeuden ja sihtiverkon keskimääräisen virtauksen erotus, mikä kuvasi hyvin suuttimen toimintaa. Minimivirtaus oli todellinen pienin virtausnopeus sihtiverkon keskikilijalla ja kuvasi paremmin todellista suuttimen pesutehoa.

Taulukko 7.2. Ulkoisten pesusuutinten simulointitulokset. Sulkeissa olevat prosenttiluvut on suhteutettu vertailutapaukseen siten, että vertailutapauksen luku on 100.

Tapaus	Re-Suihku	Suutinten virtaus	Minimin ero keskiarvoon [m/s]	Minimivirtaus [m/s]
1 – Vertailutapaus	540	15,6 % (100 %)	0,042 (100 %)	-0,017 (100 %)
2 – Suurempi virtaus	540	10,4 % (67 %)	0,043 (102 %)	-0,006 (33 %)
3 – Pienempi virtaus	540	22,4 % (143 %)	0,042 (100 %)	-0,025 (145 %)
4 – Suurempi paine-ero	540	15,6 % (100 %)	0,028 (67 %)	-0,003 (18 %)
5 – Pienempi paine-ero	540	15,6 % (100 %)	0,084 (201 %)	-0,059 (351 %)
6 – Suurempi syöttöpaine	640	18,3 % (117 %)	0,057 (136 %)	-0,032 (190 %)
7 – Pienempi syöttöpaine	430	12,5 % (80 %)	0,028 (66 %)	-0,002 (15 %)
8 – Suuttimet lähempänä	540	19,7 % (126 %)	0,042 (100 %)	-0,017 (99 %)
9 – Suuttimet kauempana	540	13,1 % (84 %)	0,043 (102 %)	-0,018 (105 %)

Parametrien muuttuessa pesusuuttimen toiminta ei juurikaan muuttunut, mutta myös ulkoinen pesusuutin vaatisi tarkan mitoituksen. Liian pienellä syöttöpaineella vastavirtauspesua ei tapahtuisi käytännössä ollenkaan. Pesutehossa olisi sama haitallinen takaisinkytkentä kuin siivekkeillä. Sihdin tukkeutuessa paine-ero sihtiverkon yli kasvaisi ja vastavirtauksen teho heikkenisi. Pesutehoa olisi mahdollista säätää muuttamalla pesusuutinten pumpun syöttövirtausta, jolloin syöttöpaine ja pesuteho kasvavaisivat.

8 Sisäpuolinen painepesuri

8.1 Simulointitapaus

Kolmannessa kehitysvaihtoehdossa mekaaniset kaavaimet korvattiin sisäpuolisilla pesusuuttimilla, jotka aiheuttavat sihtiverkon sisäpinnalle voimakkaan virtauksen alueen, jossa turbulenssi ja leikkausjännitykset irrottavat sihtiverkon pinnasta epäpuhtauksia. Suuttimen muoto ja koko olivat samat kuin ulkopuolisessa pesusuuttimessa. Suutinten muotoa ei optimoitu, vaan keskityttiin suutinten sijaintiin, määrään, kokoon ja suutinpaineeseen. Tavoitteena oli saavuttaa mahdollisimman suuri turbulenssi ja leikkausjännitys pienellä paineella ja virtausmäärällä. Validoinnissa käytettiin samoja analyttisiä tuloksia kuin ulkopuolisten pesusuutinten tapauksessa.

Virtausgeometriaan käytettiin vastaavaa geometriaa kuin ulkoisten suutinten tapauksessa. Suuttimet sisältävä lieriö ja suutinrivistö siirrettiin sihtiverkon sisäpuolelle ja asetettiin kulmaan sihtiverkkoon nähden. Kulmaan sijoittamisella pyrittiin siihen, että suutinten virtaus ei painaisi epäpuhtauksia sihtiverkkoon jumiin, vaan muodostaisi ”veitsen” ja työntäisi epäpuhtauksia edellään ja irti sihtiverkosta.

Toimintaparametrit muutettiin samaan tapaan kuin ulkoiselle pesusuuttimelle. Ensimmäiset simuloinnit paljastivat, että muun sihtin ominaisuudet eivät vaikuta turbulenssiin ja leikkausjännityksiin, ainoastaan suuttimen ominaisuudet ja syöttöpaine vaikuttavat. Muutettaviksi parametreiksi valittiin suuttimen syöttöpaine, suutinten etäisyys ja kolmantena suuttimen kulma sihtiverkkoon nähden. Valitut simulointitapaukset on esitetty taulukossa 8.1. Sihtin sisäosat asetettiin pyörimään 4 rpm nopeudella.

Taulukko 8.1. Sisäisten pesusuutinten simulointitapaukset.

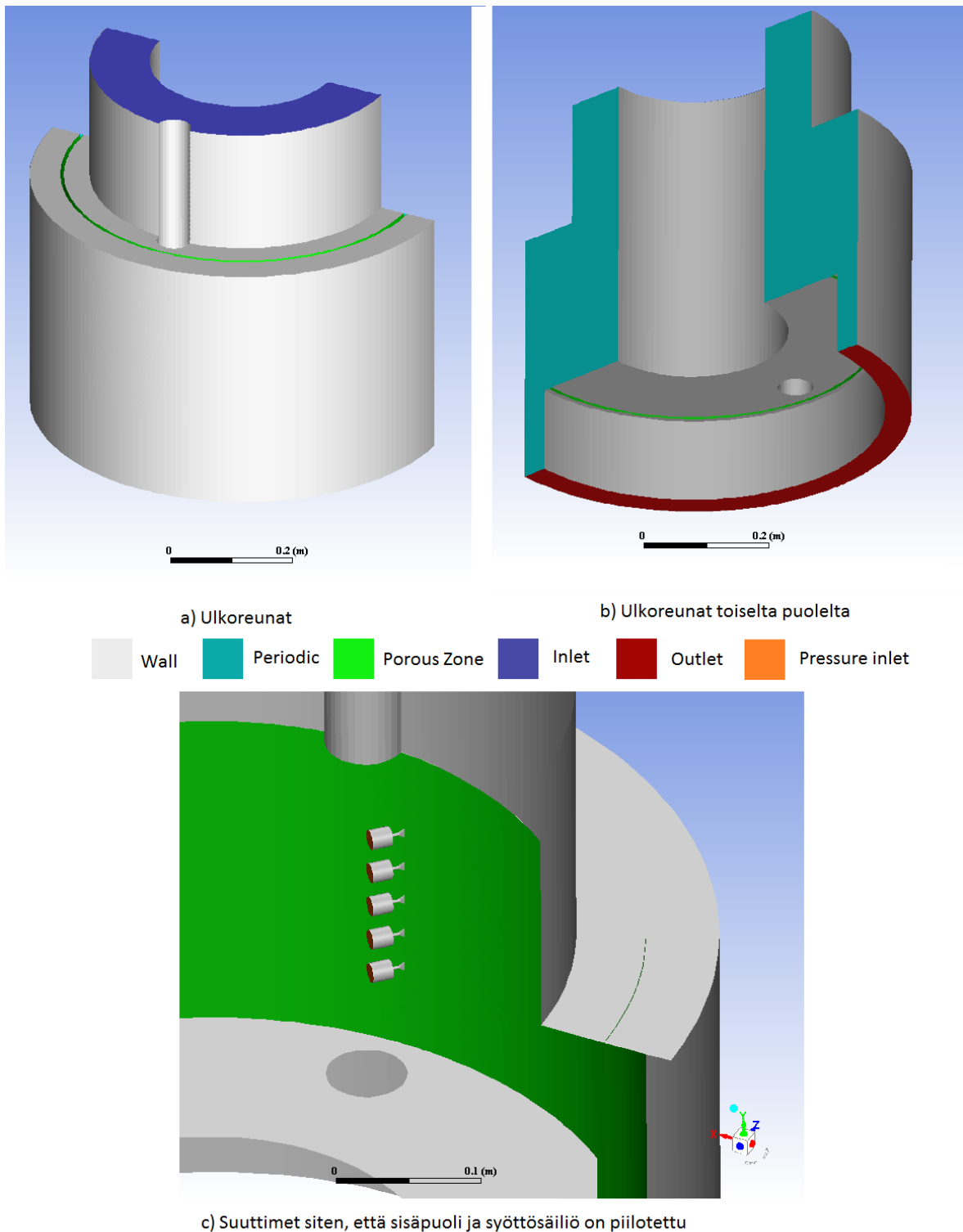
Tapaus	Suutinten kulma [deg]	Syöttöpaine [kPa]	Suutinten etäisyys [mm]
1 – Vertailutapaus	45,0	1200	20
2 – Suurempi syöttöpaine	45,0	1600	20
3 – Pienempi syöttöpaine	45,0	800	20
4 – Suurempi suutinkulma	55,0	1200	20
5 – Pienempi suutinkulma	35,0	1200	20
6 – Suuttimet lähempänä	45,0	1200	16
7 – Suuttimet kauempana	45,0	1200	24

Suuttimen turbulenttisuutta ei arvioitu, sillä suutingeometria ja virtaus olivat samat kuin ulkoisten pesusuutinten tapauksessa. Kuten luvussa 7.3 todettiin, suihku oli turbulenttinen ja turbulenssimalli pidettiin käytössä.

8.2 Simulointimalli

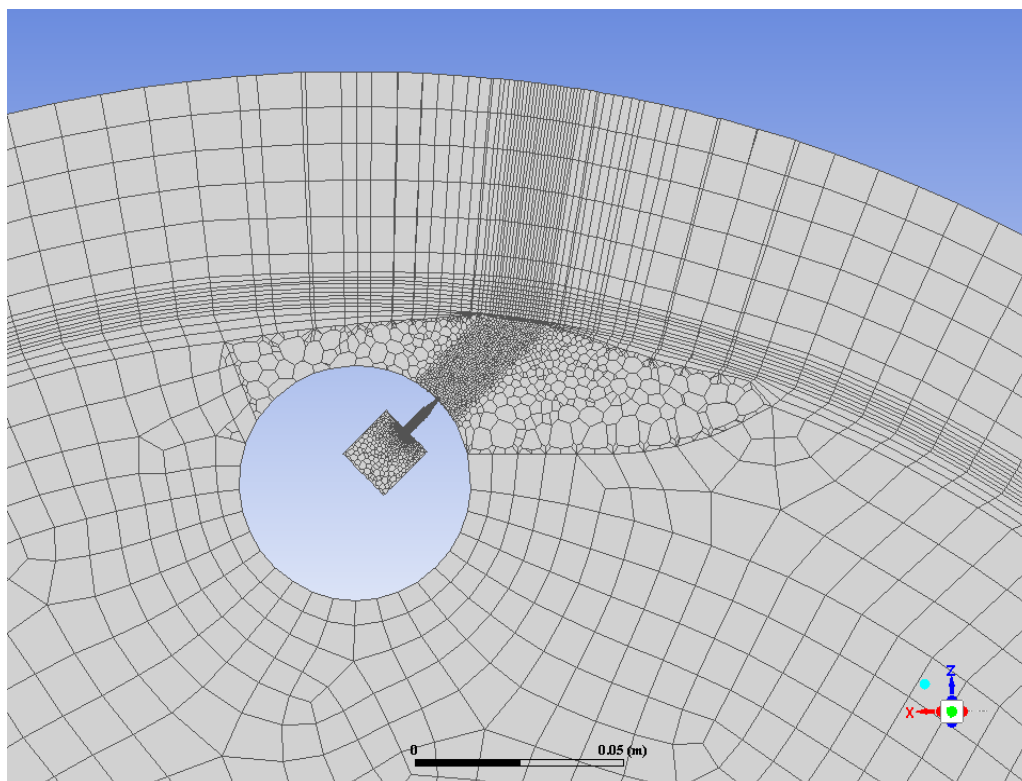
Sisäisten pesusuutinten tapauksessa suutinten muotoa ei enää optimoitu, suuttimen muoto valittiin samaksi kuin ulkoisten pesusuutinten tapauksessa. Optimoinnissa pyrittiin suutinten sijaintia ja kulmaa muuttamalla vaikuttamaan turbulenssiin ja leikkausvoimiin sihtin pinnalla.

Virtausgeometria ja käytetyt reunaehdot on esitetty kuvassa 8.1. Virtausgeometria ja reunaehdot ovat muuten samat, mutta suutinrivistö siirrettiin sihtiverkon sisäpuolelle ja suuttimet ja sihdin sisäpinta asetettiin pyörimään 4 rpm nopeudella sihtiverkon sijaan.



Kuva 8.1. Sisäpuolisten painepesusuutinten simulointigeometria ja reunaehdot.

Laskentahila muodostettiin samaan tapaan kuin ulkoisille pesusuuttimille: kauas suuttimista heksakoppihila pyyhkäisymenetelmällä ja suutinten ympärille monimutkaiseen geometriaan helposti sopeutuva monikulmionhila. Poikkileikkaus hilasta on esitetty kuvassa 8.2. Kaukana suuttimista heksakoppien poikkileikkaus ei muuttunut sihdin matkalla, mutta monikulmionhila suutinten ympärillä ei luonnollisesti ollut samanlainen kaikkialla. Algoritmit ja diskretisoinnit olivat samat kuin aikaisemmissa simulointitapauksissa.



Kuva 8.2. Poikkileikkaus sisäpuolisten painepesusuutinten laskentahilasta.

8.3 Simulointitulokset

Simulointitapauksessa käytettiin samoja suutinpaineita ja samaa suutingeometriaa kuin ulkoisten pesusuutinten tapauksessa. Suihku todettiin turbulentsiksi samoilla perusteilla kuin ulkoiset pesusuuttimet, koska Reynoldsin lukukin oli lähes sama $Re = 510$. Myös suutinten validointi suoritettiin samalla tavalla kuin ulkopuoliselle painepesurille. Liitteessä 4 neljä on esitetty vertailu analyttisiin korrelaatioihin, joiden pohjalta päädyttiin samaan tulokseen, että suihkun käyttäytymiseen voitiin pääasiassa luottaa.

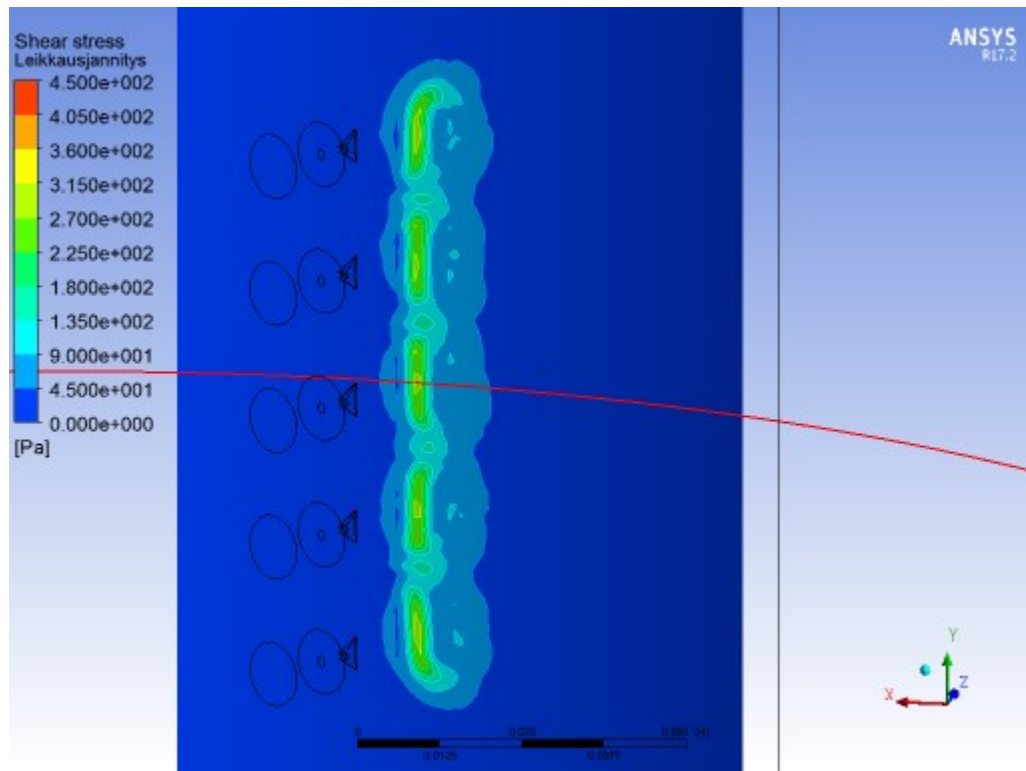
Suuttimen puhdistusteho sisäpuolisessa painepesussa perustuu turbulenssin ja leikkausjännityksiin τ . Turbulenssin osalta oli mielekkäintä tarkastella turbulenssin kineettistä energiaa k ,

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'_x u'_x} + \overline{u'_y u'_y} + \overline{u'_z u'_z}), \quad (8.1)$$

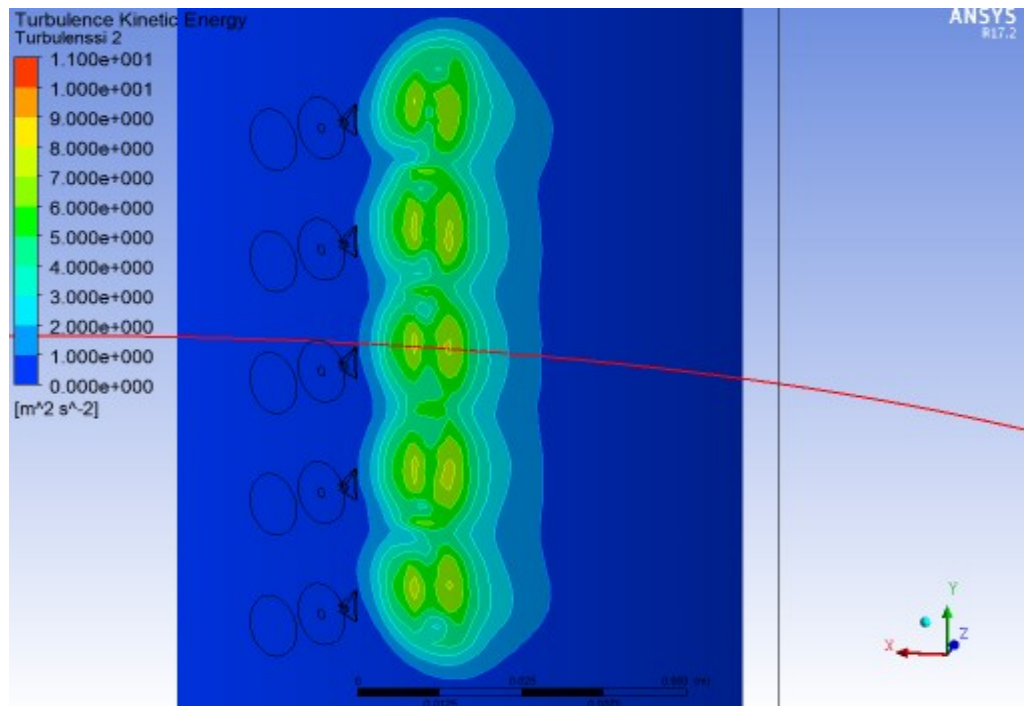
jossa $\overline{u'_i}$ on nopeusvaihteluiden aikakeskiarvo i -suunnassa, eli k kuvaa turbulenssin aiheuttamien hetkellisten nopeusmuutosten aikakeskiarvoa [21]. Turbulenssin kineettisen energian arvojen fysikaalinen merkitys on vaikeasti hahmotettava, mutta riittää todeta, että suurempi

arvo tarkoittaa suurempia nopeusvaihteluita, voimakkaampaa turbulenssia ja siten suurempaa sihtiverkon puhdistustehoa. Leikkausjännitysten ja turbulenssin tarkastelu olisi luonnollisesti parasta suorittaa aivan sihdin pinnalla, koska irrotettavat epäpuhtaudet sijaitsevat nimenomaan verkon pinnalla. Tässä työssä sihtiverkko mallinnettiin kuitenkin huokoisen materiaalin mallin avulla eikä fyysisenä sihtiverkkona, joten virtaussuureet saattoivat käyttäytyä numeerisella rajapinnalla epämääräisesti. Virtaussuureita tarkasteltiin sihdin pinnan sijaan 1 mm etäisyydellä siitä. Näin oltiin riittävän lähellä sihtiverkkoa, että muuttujien k ja τ arvot kuvasivat sihtiverkon pinnan tilannetta, mutta riittävän kaukana numeerisen rajapinnan arvaamattomasta käyttäytymisestä.

Kuvissa 8.3 ja 8.4 on esitetty suutinten sijoittuminen sihtiverkkoon nähden sekä leikkausjännitys ja turbulenssin kineettinen energia vertailutapauksessa 1 mm etäisyydellä sihtiverkosta. Muille simulointitapauksille vastaavat kuvat löytyvät liitteestä 4. Suutinten suihku muodosti sihdin pinnalle ohuen ja leveän alueen, jolle leikkausjännityksen suurimmat arvot keskittyivät. Turbulenssia muodostui laajemmalle alueelle suuttimen osumakohdan molemmille puolille. Turbulenssia ja leikkausjännityksiä tarkasteltiin tarkemmin kuvissa näkyvillä punaisilla linjoilla keskimmäisen suuttimen keskilinjalla. Keskilinjojen tarkastelulla saatiin hyvä kuva suutinten puhdistustehosta, vaikka suureiden arvot muuttuivat pystysuunnassa.

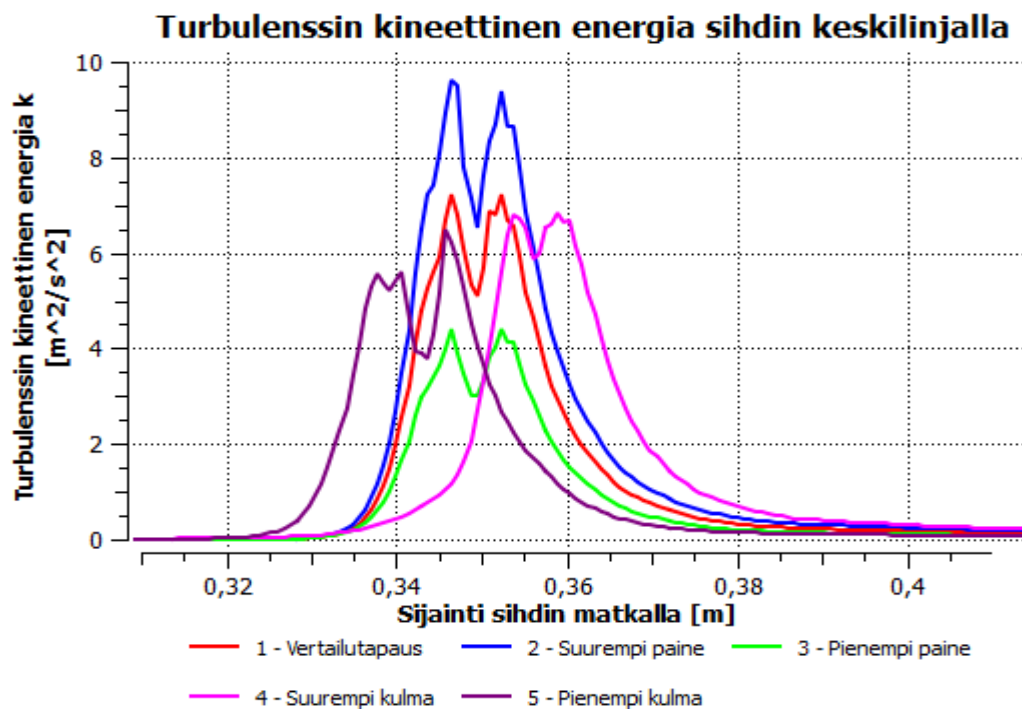


Kuva 8.3. Sisäpuolisten suutinten ($Re = 510$) aiheuttama leikkausjännitys 1 mm etäisyydellä sihdin pinnasta. Punaista linjaa tarkastellaan tarkemmin.

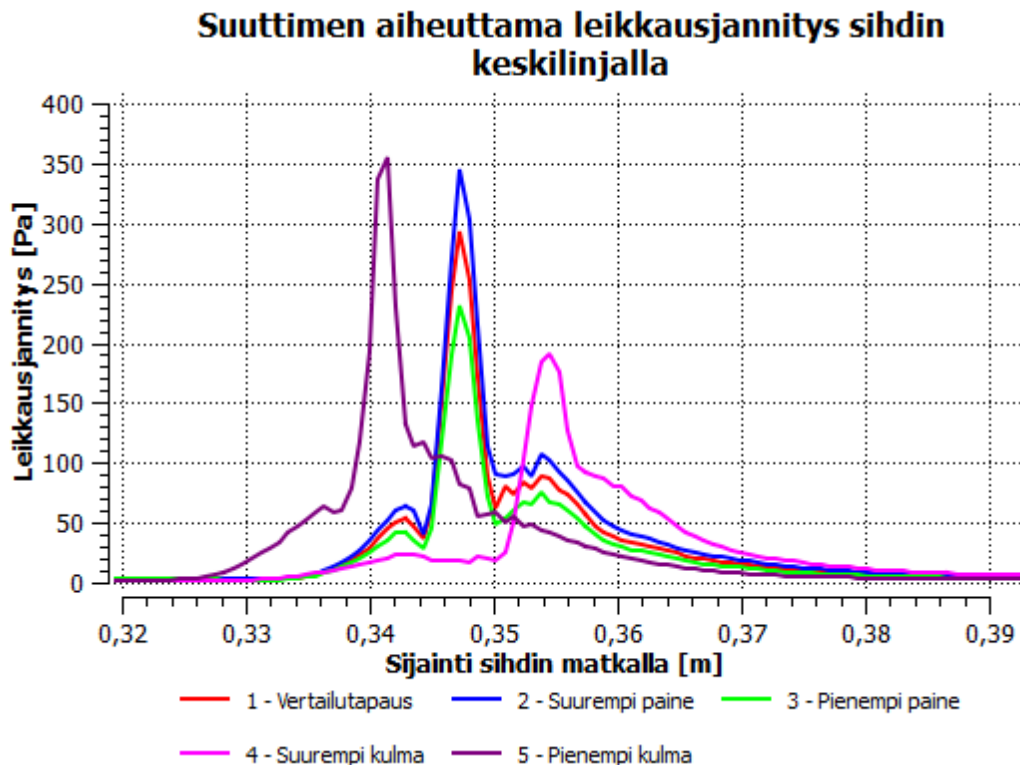


Kuva 8.4. Sisäpuolisen painepesurin ($Re = 510$) aiheuttama turbulenssi 1 mm etäisyydellä sihdin pinnasta. Punaista linjaa tarkastellaan tarkemmin.

Kuvissa 8.5 ja 8.6 on esitetty suutinpaineen ja suuttimen kulman vaikutus leikkausjännityksiin ja turbulenssiin. Suutinten paine vaikutti vastaavasti kuin pyörimisnopeus siivekekaavaimiin ja syöttöpaine ulkoisiin pesusuuttimiin. Syöttöpaineen muutokset muuttivat turbulenssin ja leikkausjännitysten määrää. Paineen nostamisella oli turbulenssiin huomattavasti suurempi vaikutus kuin leikkausjännityksiin.



Kuva 8.5. Sisäpuolisen suuttimen paineen ja kulman vaikutus leikkausjännitykseen sihdin pinnalla.



Kuva 8.6. Sisäpuolisen suuttimen paineen ja kulman vaikutus turbulenssiin sihdin pinnalla.

Suutinkulman muuttaminen heikensi turbulenssia molempiin suuntiin käännettäessä, joskin hyvin vähän. Suutinkulman pienentäminen vähensi turbulenssia enemmän, mutta tämä johtuu siitä, että suutinkulman pienentäminen toi suihkua samalla lähemmäs sihtiverkkoa, jolloin turbulenssia kehittyi heikommin. Leikkausjännityksiin suihkun kulma vaikutti merkittävästi: Kulman pienentäminen terävöitti ja suurensi leikkausjännityksen huippuarvoa. Kulman pienentäminen edelleen luultavasti suurentaisi leikkausjännityksen huippuarvoa, mutta kulman pienentäminen tarkoittaisi leikkausjännitysten kasvua suihkun tulosuunnassa (kuvassa 8.6 vasemmalle). Leikkausjännitysten levitessä tulosuuntaan koko suihku leviää sihtiverkkoon osuessaan molempiin suuntiin. Liian suoraan sihtiverkkoon osuva suihku ei välttämättä toimisi yksisuuntaisena ”veitsenä”, joka irrottaa epäpuhtaudet, vaan saattaisi työntää epäpuhtauksia sihtiverkon sisään ja sihtiverkosta läpi. Tämän ilmiön varmentamiseksi tarvittaisiin kokeellisia tuloksia.

Suutinten pystysuuntainen etäisyys ei vaikuttanut sihdin keskilinjalla vallitsevaan turbulenssiin ja leikkausjännityksiin, mikä on esitetty liitteessä 4. Suihkun ominaisuuksia olisi mielekkäämpää tarkastella pystysuunnassa, mutta tarkastelu pystysuunnassa suuttimen keskilinjalla ei ollut mahdollista: tapaus ei ollut symmetrinen, joten pystylinjojen tarkastelu antaisi mahdollisesti hämääviä tuloksia. Tarkastelu suoritettiin vaikeammin vertailtavista kaksiulotteisista kuvista, jotka on esitetty liitteessä 4. Erityisesti turbulenssin osalta suihkut eivät asettuneet suoraan päällekkäin, vaan suihkujen törmäysalueelle muodostui erilaisia turbulenssin vaikutuksia. Suihkujen vaikutusta toisiinsa oli siten vaikeaa arvioida ja sopivan etäisyyden määrittämiseksi tarvittaisiin kokeellisia mittauksia ja suutinten tarkka muoto.

Taulukkoon 8.2 on kerätty tulokset simulointitapauksista. Suutinten virtaus skaalattiin koko sihdin matkalle samaan tapaan kuin ulkoisten pesusuutinten tapauksessa. Keskiarvot kuvaavat

vat virtaussuureiden keskiarvoa kuvien 8.3 ja 8.4 mukaisella alueella. Alueen valinta on täysin keinotekoinen, joten absoluuttiarvojen vertailu ei ollut mielekäästä, mutta suhteellisten arvojen avulla tapauksia voitiin verrata toisiinsa.

Taulukko 8.2. Sisäisen pesusuuttimen simulointitulokset. Sulkeissa olevat prosenttiluvut on suhteutettu vertailutapaukseen siten, että vertailutapauksessa prosenttiluku on 100.

Tapaus	Re-Suihku	Suutinten suhteellinen virtaus	Turbulenssin keskiarvo [m ² /s ²]	Leikkausjännityksen keskiarvo [Pa]
1 – Vertailutapaus	510	14,6 % (100 %)	1,12 (100 %)	22,3 (100 %)
2 – Suurempi syöttöpaine	600	17,1 % (117 %)	1,55 (138 %)	26,2 (117 %)
3 – Pienempi syöttöpaine	410	11,6 % (80 %)	0,68 (61 %)	18 (81 %)
4 – Suurempi suutinkulma	510	14,6 % (100 %)	1,18 (105 %)	21,5 (97 %)
5 – Pienempi suutinkulma	510	14,6 % (100 %)	0,84 (75 %)	25,6 (115 %)
6 – Suuttimet lähempänä	510	18,3 % (125 %)	1,03 (92 %)	21 (94 %)
7 – Suuttimet kauempana	510	12,2 % (83 %)	1,16 (104 %)	24,6 (111 %)

Suutinten syöttöpaine vaikutti selkeästi turbulenssiin ja leikkausjännityksiin sihdissä. Turbulenssi muuttui suhteessa enemmän kuin virtausmäärä ja leikkausjännityksiin vaikutus oli samassa suhteessa kuin virtauksen muutos. Syöttöpaine kannattaisi siten olla niin korkea kuin mahdollista, kun huomioidaan suuttimiin tarvittavan pumpun mitoitus ja suutinten syötöputkiston mitoitus.

Suutinten lähentäminen toisiinsa vähensi sihtiverkon keskimääräistä turbulenssia ja suutinten etäisyyden kasvattaminen lisäsi sitä. Toisaalta liitteen 4 kuvien perusteella kaukana toisistaan suuttimet eivät puhdistaneet sihtiverkon pintaa kokonaan. Tarvittaisiin kokeellisia mittauksia, joiden avulla tarkasteltaisiin kahta eri vaihtoehtoa pesusuutinten toteutuksessa. Toisessa ratkaisussa käytettäisiin yhtä pesusuutinrivistöllä, jossa suuttimet asennettaisiin lähelle toisiaan. Toisessa ratkaisussa suuttimet asennettaisiin kauemmas toisistaan, mutta käytettäisiin kahta suutinrivistöä, joissa suuttimet ovat limittäin toisiinsa nähden; näin saavutettaisiin yhteisvaikutuksena tasainen puhdistusteho.

Sisäiset pesusuuttimet eivät olisi mitoituksensa kannalta yhtä haastavia kuin vastavirtauspuhdistukseen luottavat menetelmät. Suutinten pesutehossa ei olisi samaa haitallista takaisinkytkentää, joka heikentäisi pesutehoa sihdin tukkeutuessa. Suutinten toiminta olisi muuten epävarmempaa, sillä turbulenssi ja leikkausjännitykset nesteessä olisivat puhdistusmenetelmänä epävarmempia.

9 Virtauksenohjaimet

9.1 Simulointitapaus

Neljännessä, viimeisessä, kehitysvaihtoehdossa mekaaniset kaavaimet korvattiin sisäpuolisilla virtauksenohjaimilla. Virtaustenohjaimet toimivat samalla periaatteella kuin sisäpuoliset pesusuuttimet: Sihtiverkon sisäpinnalle luodaan voimakkaan virtauksen alue, jossa turbulenssi ja leikkausjännitykset irrottavat sihtiverkon pinnasta epäpuhauksia. Virtauksenohjaimissa hyödynnettäisiin kaikki sihdin läpi kulkeva neste. Tällöin saavutettaisiin huomattavasti suurempi pesuvirtaus, mutta pesu ei ole yhtä voimakas ja kohdennettu. Tässä työssä virtaustenohjainten muodoksi valittiin pyöreä putki, joka kääntyy sihtiverkon suuntaiseksi. Virtaustenohjainten suuaukon etäisyyttä sihtiverkosta, kulmaa verkkoon nähden, halkaisijaa ja määrää optimoitiin. Tavoitteena oli mahdollisimman suuri turbulenssi ja leikkausjännitys pienellä ylimääräisellä paineella. Vaikka virtauksenohjaimet toimivat kuten pesusuuttimet, monimutkaisemman geometrian vuoksi ei ollut mahdollista hyödyntää analyyttisiä ratkaisuja tulosten validoinnissa.

Virtausgeometriana käytettiin ulkomitoiltaan vastaavaa geometriaa kuin muissa kehitysvaihtoehdoissa. Sihtiverkon sisäpuoli jaettiin kahteen osaan, joiden välille muotoiltiin virtauksenohjaimet.

Muutettaviksi parametreiksi valittiin virtauksenohjainten lukumäärä, virtaus sihdin läpi ja virtauksenohjainten halkaisija. Toisin kuin pesusuutinten tapauksessa, virtaus sihdin läpi oli oleellinen tekijä, sillä virtauksenohjainten teho perustuu virtaukseen sihdin läpi. Valitut simulointitapaukset on esitetty taulukossa 9.1. Sihdin sisäosat asetettiin pyörimään 4 rpm nopeudella.

Taulukko 9.1. Virtauksenohjainten simulointitapaukset.

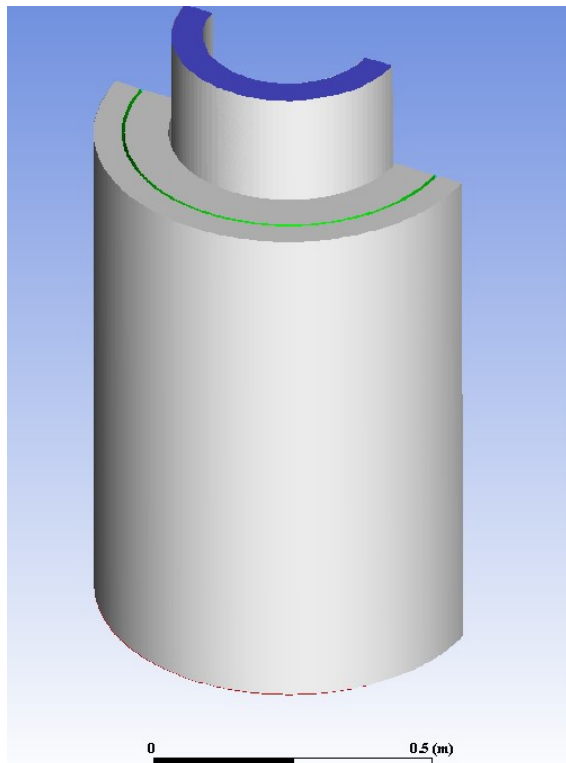
Tapaus	Ohjainten halkaisija [mm]	Sihdin virtaus [dm ³ /s]	Ohjainten lukumäärä [kpl]
1 – Vertailutapaus	20,0	20,0	6
2 – Suurempi halkaisija	22,0	20,0	6
3 – Pienempi halkaisija	18,0	20,0	6
4 – Suurempi virtaus	20,0	30,0	6
5 – Pienempi virtaus	20,0	14,0	6
6 – Enemmän ohjaimia	20,0	20,0	7
7 – Vähemmän ohjaimia	20,0	20,0	5

Turbulenssimallin käyttö varmistettiin myös virtauksenohjainten tapauksessa. Jos syöttövirtaus jakautuu tasaisesti kaikkiin virtauksenohjaimiin, saatiin vertailutapauksessa putkille $Re = 2900$. Verrattuna putkivirtauksen arvoihin, $Re_{crit} \approx 2300 - 4000$ pääteltiin virtaus putkissa joko turbulenttiseksi tai laminaariseksi. Toisaalta, virtauksenohjaimista lähtevän suihkun $Re = 2900$, mikä lähteen [20] perusteella tarkoittaa varmasti turbulenttista suihkua. Turbulenssimallia käytettiin myös virtauksenohjainten tapauksessa.

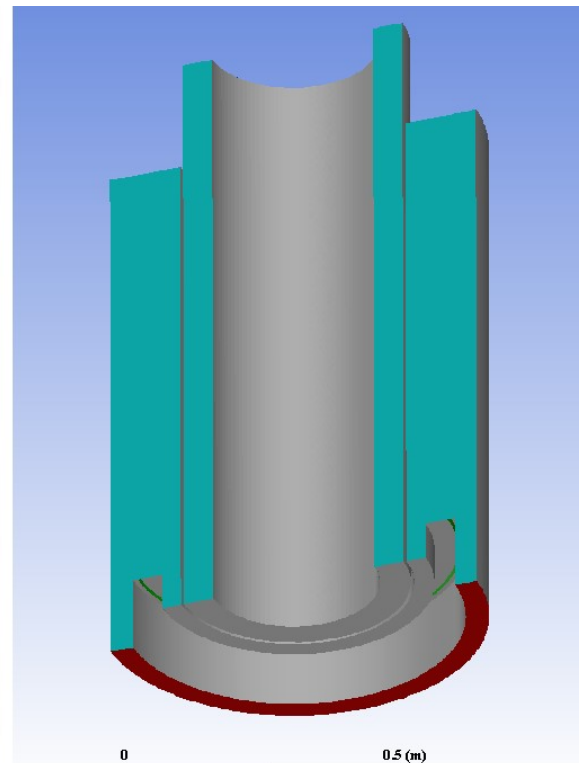
9.2 Simulointimalli

Mallin toimintaa ja puhdistustehon kannalta parhaita ominaisuuksia kokeiltiin useilla simulointimalleilla ennen kuin päädyttiin tässä esitettyyn simulointimalliin. Simulointimallin avulla pyrittiin maksimoimaan virtauksenohjainten sihtiverkkoon aiheuttama leikkausjännitys ja turbulenssi ja minimoimaan ylimääräinen painehäviö. Lopullinen virtausgeometria on esitetty kuvassa 9.1. Sihdin sisäosat asetettiin pyörimään 4 rpm nopeudella, kuten käytännön toteutuksessa asetettaisiin. Simuloitiin vain puolet sihdistä ja hyödynnettiin periodista reunaehto periodista reunaehto. Käytännössä sihdin toisen puolikkaan virtauksenohjaimet asetettaisiin eri korkeuksille siten, että ohjainten suihkut osuisivat limittäin ja puhdistaisivat koko sihdin matkaa. Limittäin asettamisella ei ollut merkittävää vaikutusta yhden puolen aiheuttamiin virtauksiin, joten lopulliseen simulointimalliin valittiin ainoastaan yhden puolen tarkastelu. Reunaehdot virtauksenohjaimille olivat muuten samat kuin siivekekaavainten tapauksessa, mutta kaikki sihdin sisäpuolen seinät asetettiin pyöriviksi.

Virtauksenohjaimet olivat muodoltaan vain putkia, joten niiden sisälle kyettiin helposti muodostamaan heksakopeista koostuva laskentahila kuvan 9.2 mukaisesti. Kauas ohjaimista rakennettiin sihdin pystysuunnassa pyyhkäisty heksakoppihila. Virtauksenohjainten ympärillä, monimutkaisemmassa geometriassa turvauduttiin monikulmiohilaan. Laskennassa käytettiin tässä, kuten kaikissa kehitysvaihtoehtojen simuloinnissa tismalleen samoja algoritmeja ja diskretointimenetelmiä.

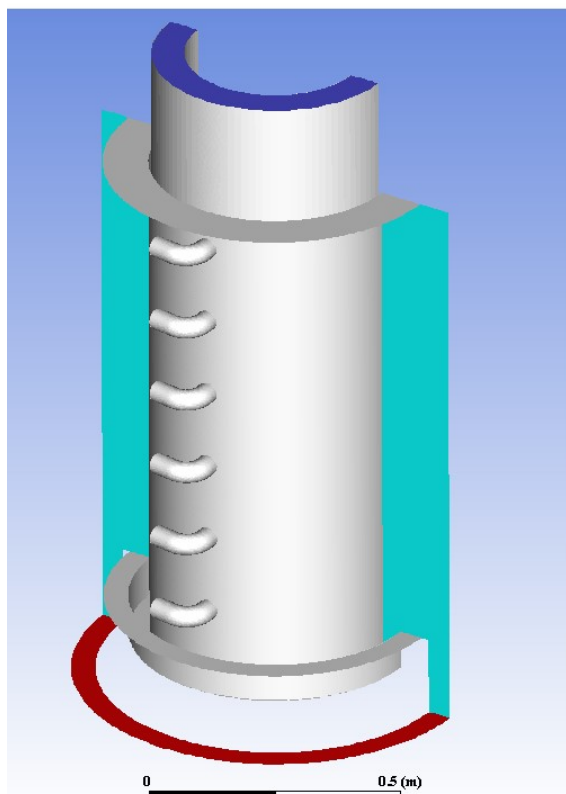


a) Ulkoreunat

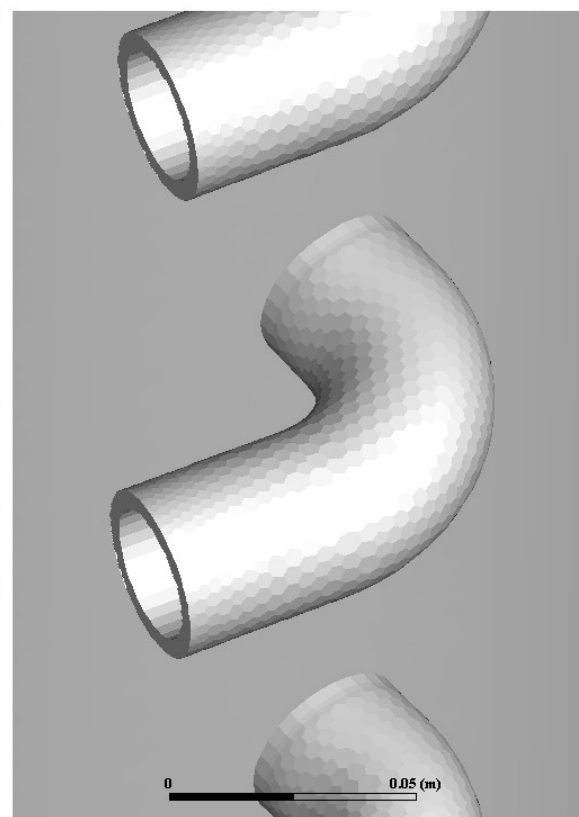


b) Ulkoreunat toiselta puolelta

Wall
 Periodic
 Porous Zone
 Inlet
 Outlet

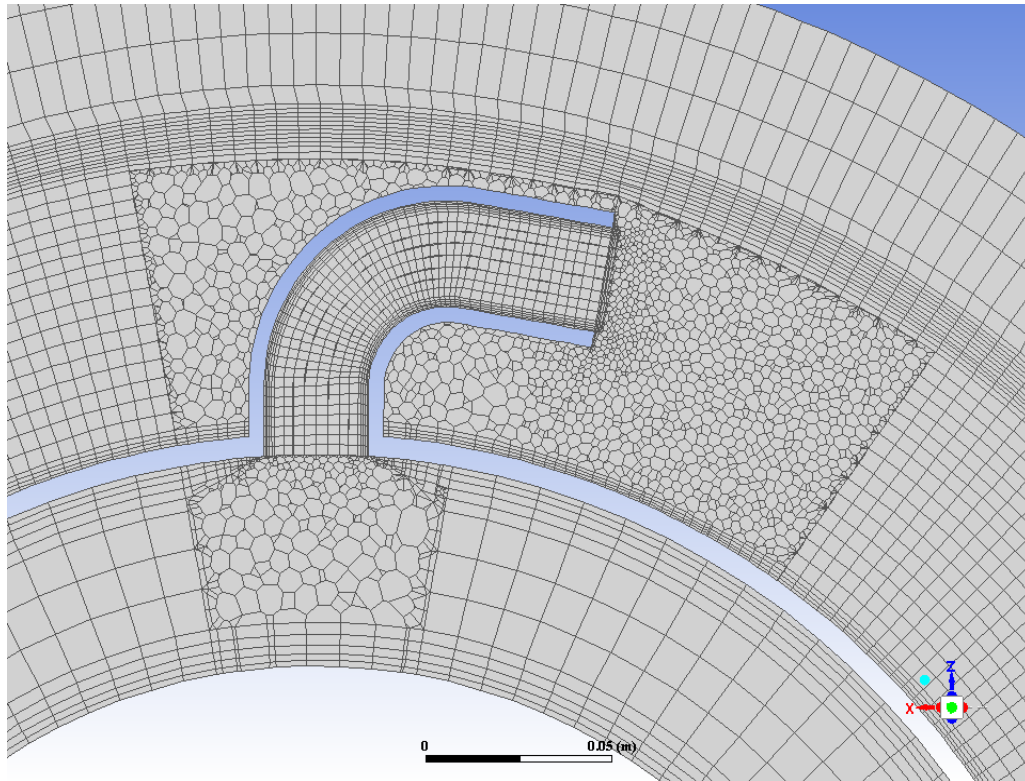


c) Geometria, kun ulkoseinät ja sihti on piilotettu



d) Virtauksenohjain tarkemmin

Kuva 9.1. Virtauksenohjainten simulointigeometria ja reunaehdot.

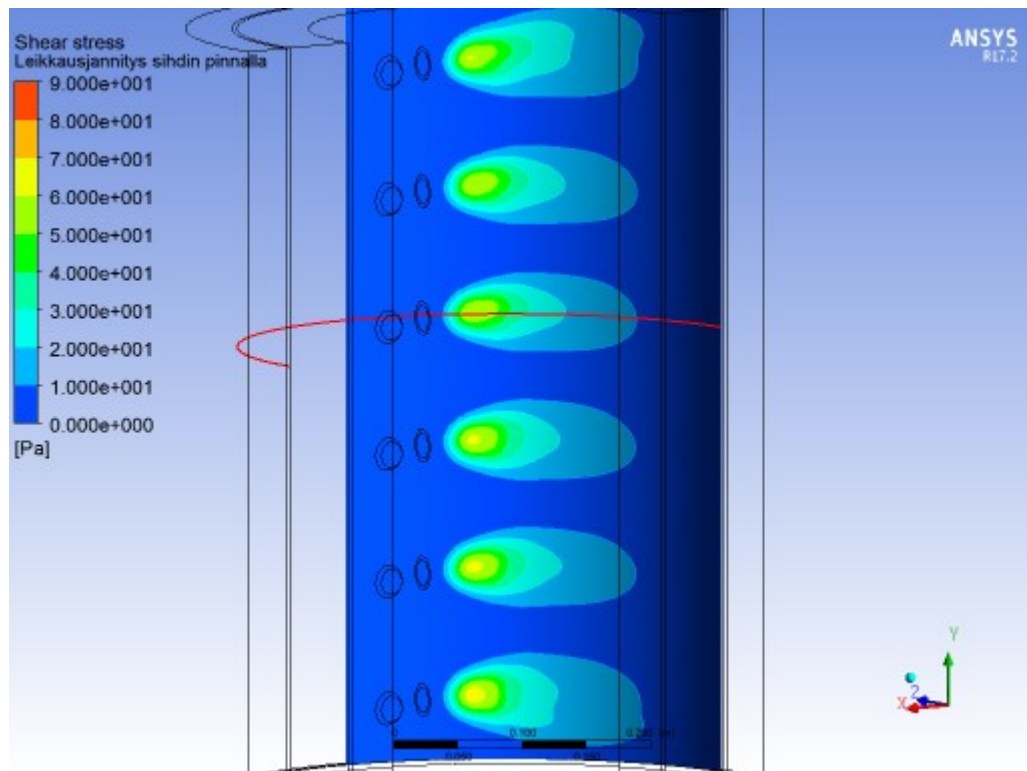


Kuva 9.2. Poikkileikkaus virtauksenohjainten laskentahilasta.

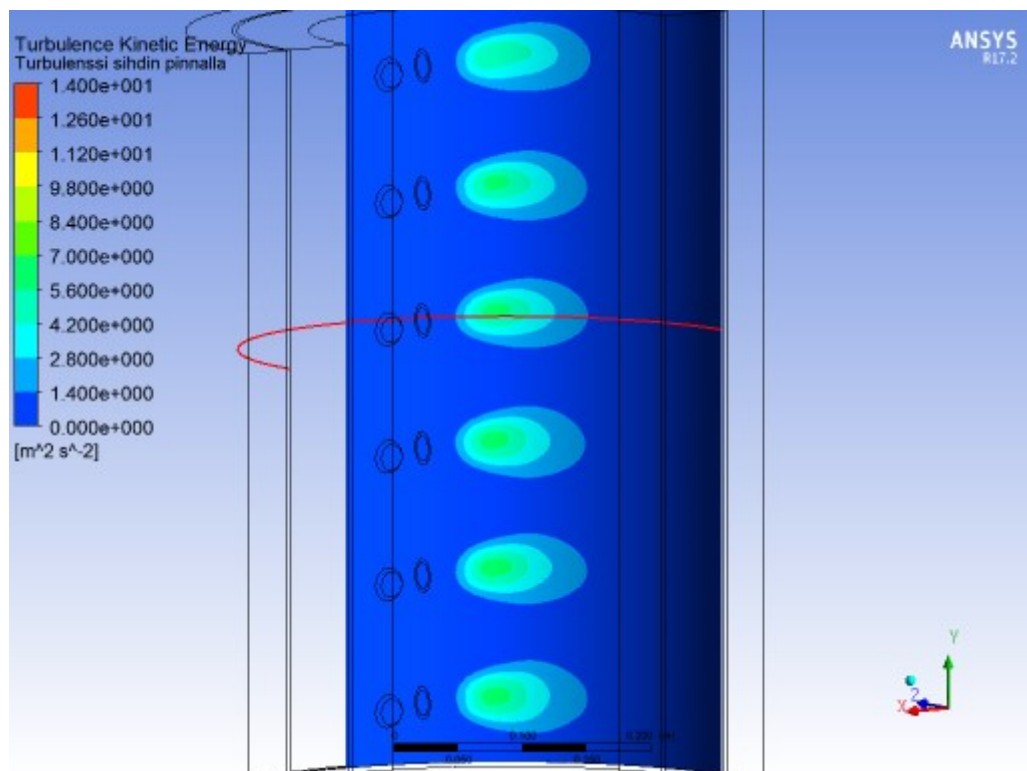
9.3 Simulointitulokset

Virtauksenohjainten validointi mittausdatan tai analyttisten ratkaisujen avulla ei ollut mahdollista, sillä virtaussuutinten geometria on niin monimutkainen. Analyttiset ratkaisut eivät päde monimutkaisemmille geometrioille ja kokeelliset mittaukset suoritetaan yleensä yksinkertaisemmille geometrioille, jolloin ne ovat yleispätevämpiä. Lisäksi ohjainten Reynoldsin luku on alueella, jossa virtaus ohjaimissa on tilanteesta riippuen joko turbulenttista tai laminaarista. Tällaisissa tilanteissa mittaustulokset saattavat hämätä, sillä pienet asiat vaikuttavat virtauksen turbulenttisuuteen. Simulointituloksiin on tämän perusteella suhtauduttava varauksella.

Virtauksenohjainten puhdistusteho sihdin pinnalla perustuu samoihin ilmiöihin kuin sisäisten pesusuutinten tapauksessa eli turbulenssin kineettiseen energiaan ja leikkausjännityksiin. Virtaussuureita tarkasteltiin 1,0 mm etäisyydellä sihtiverkosta kuten sisäisten pesusuutinten tapauksessa, jotta tulokset olisivat paremmin vertailukelpoisia sisäisten pesusuutinten tapauksen kanssa. Sihdin pinnalla vaikuttava leikkausjännitys vertailutapauksessa on esitetty kuvissa 9.3 ja 9.4 ja muille simulointitapauksille tulokset on esitetty liitteessä 5. Leikkausjännityksen ja turbulenssin suurimmat arvot keskittyivät suuremmalle alueelle kuin pesusuutinten tapauksessa. Turbulenssi ja leikkausjännitys muodostivat huomattavasti tasaisemman pesualueen ilman teräviä hyppäyksiä arvoissa. Tuloksia tarkasteltiin tarkemmin kuvien osoittamilla virtauksenohjainten suihkujen keskilinjalla. Tulokset muuttuivat keskilinjalta poistuttaessa, mutta tarkastelu yhdellä linjalla oli yksinkertaisempaa ja suihkuja kyettiin vertailemaan paremmin.

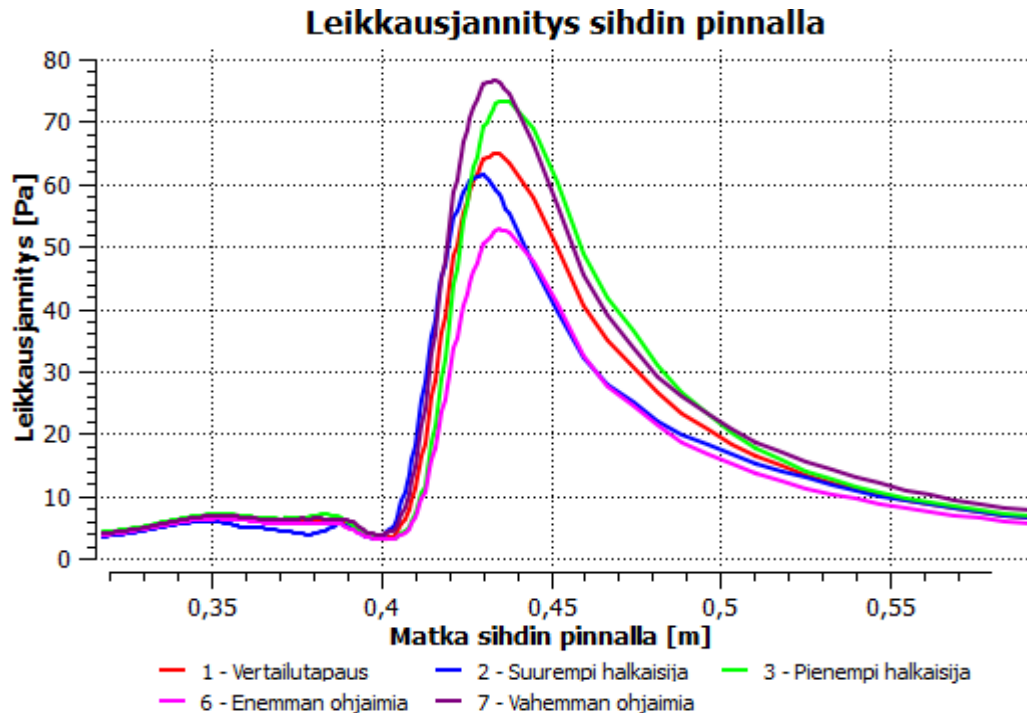


Kuva 9.3. Virtauksenohjainten ($Re = 2900$) aiheuttama leikkausjännitys 1 mm sihdin pinnasta. Punaista linjaa tarkastellaan tarkemmin.

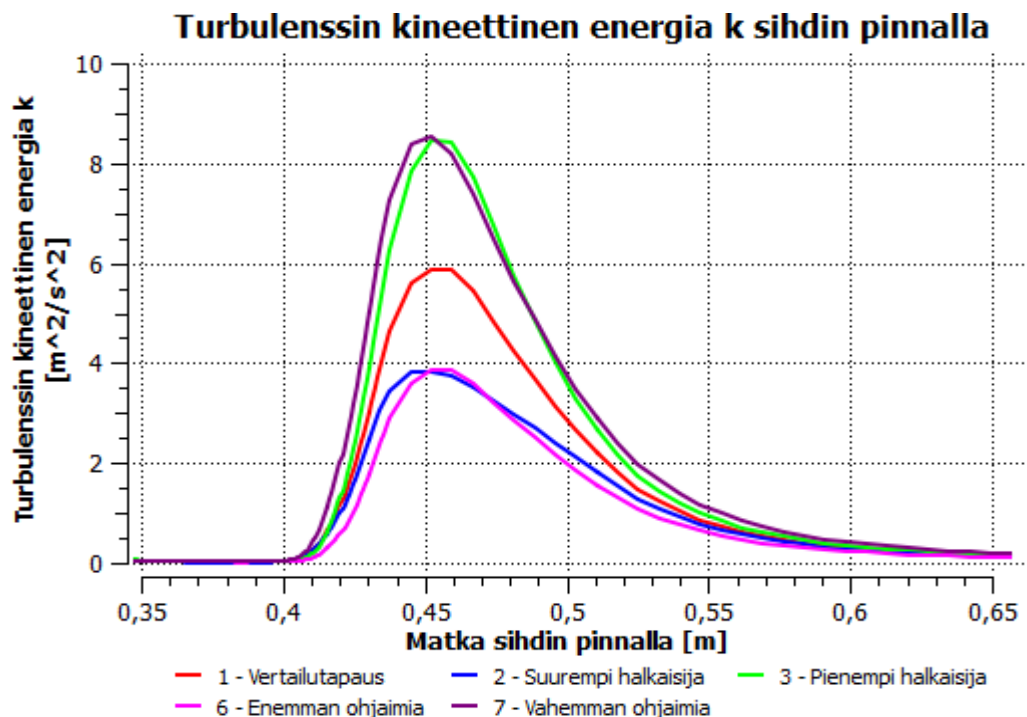


Kuva 9.4. Virtauksenohjainten ($Re = 2900$) aiheuttama turbulenssi 1 mm sihdin pinnasta. Punaista linjaa tarkastellaan tarkemmin.

Virtauksenohjainten halkaisijan ja ohjainten määrän vaikutus ohjainten puhdistustehoon on esitetty kuvissa 9.5 ja 9.6. Ohjainten sisähalkaisijalla ei ollut suurta merkitystä pinnalla vaikuttaviin leikkausjännityksiin. Halkaisija kuitenkin vaikutti selkeästi suihkun turbulenssin määrään. Virtausnopeuden muuttuessa putken Reynoldsin luku muuttuu, mikä vaikuttaa turbulenssin määrään ja kehittymiseen.



Kuva 9.5. Virtauksenohjainten halkaisijan ja lukumäärän vaikutus leikkausjännitykseen sihdin pinnalla.



Kuva 9.6. Virtauksenohjainten halkaisijan ja lukumäärän vaikutus turbulenssiin sihdin pinnalla.

Virtauksenohjainten lukumäärän vaikutus turbulenssiin oli samanlainen kuin ohjainten halkaisija. Ohjainten määrän muuttuessa virtausnopeudet muuttuivat ja turbulenssin kehittyminen nopeutui tai hidastui. Leikkausjännityksiin vaikutus oli samankaltainen kuin halkaisijan muutoksilla, mutta vaikutus on suurempi. Virtauksenohjainten määrän tarkastelu ainoastaan vaakasuunnassa antaa harhaanjohtavan kuvan: Ohjainten määrän muutos vaikuttaa puhdistustehoon myös pystysuunnassa, jolloin sihdin pinta tuli katettua huonommin, kun ohjaimia oli vähemmän. Sopiva virtauksenohjainten lukumäärän selvittäminen vaatisi kokeellisia mittauksia, joilla varmistettaisiin tasainen puhdistusteho sihdin pinnalle.

Sihdin läpivirtauksen vaikutus sihdin keskilinjän arvoihin on esitetty liitteessä 5. Virtauksen muuttaminen vastasi pesusuutinten paineen muuttamista, joten vaikutus puhdistustehoon oli samanlainen. Virtausmäärän muuttuminen vaikutti merkittävästi sihdissä saavutettavaan pesutehoon. Käytännön sovelluksissa pesutehon muutokset olisivat haasteellisia, sillä sihdin virtauksen vaihtelu tarkoittaisi pesutehon muutosta. Virtauksenohjainten mitoitus käytännön sovelluksissa täytyisi tehdä erikseen jokaiselle käyttökohteelle.

Taulukkoon 9.2 on kerätty tulokset simulointitapauksista. Ylimääräisellä painehäviöllä tarkoitetaan paine-eroa, joka aiheutuu virtauksenohjaimista, ei sihtiverkosta. Keskiarvot kuvaavat kuvien 9.3 ja 9.4 mukaisella alueella olevia keskiarvosuureita kuten sisäisten pesusuutinten tapauksessa. Alueen valinta oli jälleen keinotekoinen, joten vertailua oli mielekästä suorittaa ainoastaan toisiin virtauksenohjainten simulointitapauksiin.

Taulukko 9.2. Virtauksenohjaimen simulointitulokset. Prosenttiluvut on suhteutettu vertailutapaukseen siten, että vertailutapauksessa prosenttiluku on 100.

Tapaus	Re- Putki	Ylimääräinen painehäviö [kPa]	Turbulenssin keskiarvo [m ² /s ²]	Keskimääräinen leikkausjännitys [Pa]
1 – Vertailutapaus	2900	35,5 (100 %)	0,37 (100 %)	6,18 (100 %)
2 – Suurempi virtaus	4300	76,7 (216 %)	0,84 (223 %)	9,41 (152 %)
3 – Pienempi virtaus	2000	17,8 (50 %)	0,18 (48 %)	4,25 (69 %)
4 – Suurempi halkaisija	2600	24,7 (69 %)	0,30 (81 %)	5,82 (94 %)
5 – Pienempi halkaisija	3200	53,1 (150 %)	0,46 (124 %)	6,65 (107 %)
6 – Enemmän ohjaimia	2500	26,4 (74 %)	0,31 (84 %)	5,99 (97 %)
7 – Vähemmän ohjaimia	3400	50,1 (141 %)	0,45 (121 %)	6,42 (104 %)

Sihdin virtauksen muutokset vaikuttavat selkeästi simuloinnin tuloksiin: Turbulenssiin muutos on samassa suhteessa kuin ylimääräinen paine ja leikkausjännityksiin suhde on pienempi. Sihdin virtaukseen vaikuttaminen ei kuitenkaan olisi käytännössä mahdollista, sillä sihdin virtaus määrittäisi pintaliimausaseman tarpeista.

Suutinten halkaisijan suurentaminen ja ohjainten määrän lisääminen vaikuttivat positiivisesti siten, että painehäviön muutos oli suurempi kuin turbulenssin tai leikkausjännitysten muutos. Tämän perusteella kannattaisi rakentaa suuri määrä suuria virtauksenohjaimia. Putkien suurentaminen ja lisääminen tarkoittavat, että keskimääräisesti virtausteho tuotettaisiin pienemmällä painehäviöllä. Tämä kuitenkin vähentäisi sihdin todellista puhdistustehoa, jolloin olisi riittävä puhdistusteho olisi määritettävä kokeellisesti.

10 Johtopäätökset ja yhteenveto

Tämän työn tarkoituksena oli tutkia ja vertailla virtaussimuloinnin keinoin uusia vaihtoehtoja pintaliimaus- ja päällystysaseman konekierron painesihtiin. Samaan kehitysideaan perustuvien simulointitapausten vertailu on yksinkertaista, sillä suurempi vastavirtauksen tai turbulenssin arvo selvästi tehostaa sihdin puhdistusta. On kuitenkin kyettävä vertailemaan kehitysvaihtoehtoja toisiinsa, jotta vaihtoehtojen etuja voidaan arvioida. Luvut 5 - 9 keskittyvät lähinnä simulointituloksiin ja virtaussuureiden vertailuun. Jatkovaihtoehtoja pohdittaessa huomioidaan myös taulukossa 3.1 esitetyt tavoitteet, niiden toteutuminen sihtimalleissa ja riskit ratkaisuiden toimivuudessa. Työlle määritetty toinen tavoite saavutettiin, sillä menetelmät, jotka eivät tavoitetta täyttäneet, rajattiin pois jo suunnitteluvaiheessa. Myös kolmannen tavoitteen osalta pyrittiin jo suunnitteluvaiheessa varmistamaan, että vaihtoehtojen kustannukset eivät kasva liian suuriksi.

Puhdistusmenetelmien tehon vertailussa aluksi on arvioitava käytettyjä simulointimenetelmiä ja erityisesti niiden mahdollisia heikkouksia. Painepohjaiselle ratkaisijalle ja SIMPLEC-paineenkorjausalgoritmille olisi ollut useita vaihtoehtoja, mutta kokoonpuristumattoman virtauksen tapauksessa vaihtoehdot eroavat tarkkuuden sijaan lähinnä mallien konvergenssin osalta. Simuloinnit suoritettiin tasapainotilassa puhtaalle nesteelle, mikä oli selkeä yksinkertaistus verrattuna todelliseen tilanteeseen. Hetkellinen virtaus sihdissä on kuitenkin lähes tasapainotilassa, sillä sihdin tukkeutuminen kestää tyypillisesti tunteja. Pyörivissä tapauksissa tasapainotilan laskulla hävitettiin myös virtauksen erilainen käyttäytyminen lähellä poistoputkea, mutta kuten nykyisen sihdin simuloinneista huomattiin, ilmiö ei juurikaan vaikuttanut sihdin sisäpuolella. Epäpuhtauspartikkelien huomioiminen olisi saattanut jopa heikentää mallin tarkkuutta, sillä kokeellisia mittauksia ei ollut saatavilla mallien kalibrointia varten. Huokoisen materiaalin malli toimii erinomaisesti sihtiverkon paine-eron mallintamiseen, mutta numeerinen reunaehto ei vastaa fyysistä seinää. Tämä saattoi vaikuttaa erityisesti turbulenssiin sihtiverkon pinnalla. Validoinnin puutteen vuoksi turbulenssimalli on myös luonnollisesti mahdollinen merkittävän virheen lähde malleissa, vaikka se pyrittiinkin valitsemaan yleispäteväksi. Simulointihilasta aiheutuva virhe todettiin jo luvussa 5.3 pieneksi verrattuna muihin mahdollisiin virheisiin.

Valitut mallit saattoivat aiheuttaa simulointituloksiin merkittäviä virheitä, mutta kaikki tapaukset simulointiin samoilla asetuksilla, joten voidaan olettaa, että simulointimallien virheet olivat enemmän systemaattisia kuin satunnaisia. Systemaattinen virhe on tapausten vertailussa vähemmän haitallista kuin satunnainen virhe. Jos esimerkiksi turbulenssimalli ennustaa systemaattisesti 10% liikaa turbulenssia sihtiverkon pinnalle, tulokset ovat virheelisiä, mutta tapaukset ovat silti keskenään vertailukelpoisia. Vastavirtaukseen perustuvia puhdistusratkaisuja ei valitettavasti voida luotettavasti vertailla voimakkaaseen virtaukseen perustuviin ratkaisuihin. Tämän vuoksi siivekekaavaimia verrataan ulkopuolisiin pesusuuttimiin ja sisäpuolisia pesusuuttimia virtauksenohjaimiin. Ilman kokeellisia mittauksia kaikissa vaihtoehtoisissa haasteena on arvioida riittävä puhdistuksen taso, jolla epäpuhtaudet irtoavat sihtiverkon pinnalta.

Vastavirtauspuhdistuksen osalta ulkoisilla pesusuuttimilla saavutettaisiin vertailutapauksessa huippuarvoltaan vain $-0,017$ m/s vastavirtaus, joka kohdistuisi vain pienelle alueelle epätasaisesti sihdin korkeussuunnassa. Vastaavasti siivekekaavaimilla saavutettaisiin huomattavasti suurempi $-0,04$ m/s vastavirtaus tasaisesti koko sihdin korkeussuunnassa. Pesusuutinten vastapesua voitaisiin tehostaa lisäämällä painetta tai viemällä virtaussuuttimia

lähemmäs sihtiverkkoa, mutta tällöin paine ja virtausmäärä pesurissa kasvaisi mahdollisesti liian suureksi. Siivekekaavain on siten vastavirtausmenetelmistä selkeästi tehokkaampi.

Leikkausjännitysten ja turbulenssin osalta virtauksenohjaimilla saavutettaisiin maltillinen pesuteho laajalle alueelle, kun pesusuuttimilla saavutettaisiin suuri pesuteho pienelle alueelle. Virtauksenohjainten tuottama leikkausjännityksen huippuarvo olisi vertailutapauksessa noin 65 Pa, mikä on vain murto osa sisäisten painepesusuutinten huippuarvosta 290 Pa. Turbulenssin voimakkuuden huippuarvo virtauksenohjaimilla olisi noin $6,0 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ja pesusuuttimilla $7,0 \text{ m}^2/\text{s}^2$ eli samaa suuruusluokkaa. Sisäpuolisten pesusuutinten puhdistusteho arvioitiin suuremmaksi kuin virtaustenohjainten, koska suurella huippuarvolla on todennäköisesti suurempi vaikutus puhdistustehoon kuin laajalla puhdistuspinta-alalla.

Siivekekaavainten puhdistusteho on jo massanvalmistuksessa käytettävissä sihdeissä aikaisemmin todistettu. Tarvittava pyöritysteho olisi vertailutapauksessa vain noin 2,5 kW, mikä on huomattavasti vähemmän kuin massanvalmistuksen sihdeissä, joissa tarvittava teho on tyypillisesti kymmeniä kilowatteja [15]. Siivekekaavain siten lähes varmasti täyttäisi ensimmäisen tavoitteen, vaikka laitteen puhdistustehossa on negatiiviseen takaisinkytkentään liittyvä ongelma. Tietyllä pyörimisnopeudella sihtiverkon pintaan syntyy vakiosuuruinen alipaineipiikki ja sihtiverkon paine-eron vääjäämättä kasvaessa siivekkeen puhdistusteho heikkenisi. Kolmannen tavoitteen pitäisi siivekekaavaimessa täytyä, mutta tässäkin on riskinsä. Korkeamman viskositeetin päällystepastasovelluksissa tarvittava siivekkeen pyöritysteho ja siten kustannukset voisivat kasvaa liikaa. Lisäksi siivekkeen suuri pyörimisnopeus tarkoittaisi, että valmistuksessa tarvittaisiin kustannuksia lisääviä huomattavasti nykyistä tarkempia valmistusmenetelmiä. Siivekekaavaimen soveltamiseen konekierron painesihdissä liittyen siten huomattavia riskejä.

Ulkopuolisten pesusuutinten osalta ensimmäinen tavoite ei täyty yhtä hyvin kuin siivekekaavaimilla, joten ratkaisu olisi kannattava ainoastaan, jos sihdin kustannukset laskisivat tai laitteen rakenne yksinkertaistuisi merkittävästi. Ulkosuuttimet kuitenkin vaatisivat, että suuttimet asetettaisiin paikalleen sihtiverkon ulkopuolelle ja sihtiverkkoa pyöritettäisiin. Sihdin rakenne monimutkaistuisi selkeästi, joten ulkoisten pesusuutinten käyttö painesihdin puhdistamiseen ei ole perusteltua.

Virtauksenohjaimet vaatisivat, että sihdin sisäosat jaettaisiin edelleen kahtia ja osat tiivistettäisiin. Tämä monimutkaistaisi sihdin rakennetta, mutta olisi silti verrattain yksinkertainen ja kustannustavoite virtauksenohjaimilla täytyisi parhaiten, vaikka virtauksenohjaimilla saavutettava puhdistusteho ei luultavasti yksinään riittäisi sihdin puhtaanapitoon. Virtauksenohjainten painehäviö ja puhdistusteho myös riippuvat vahvasti sihdin läpivirtauksesta. Virtauksen kasvaessa 50 %, virtauksenohjaimista aiheutuva painehäviö kasvaa 116 %, keskimääräinen turbulenssi 123% ja keskimääräinen leikkausjännitys 52 %. Vastaavasti virtauksen pieneneminen 30 % pudottaa paine-eroa 50%, turbulenssia 52 % ja leikkausjännitystä 31%. Herkkyys virtauksen muutoksille on ongelma, koska sihdin läpivirtausta ei mitoitusvaiheessa tiedetä tarkasti ja se voi myös muuttua sihdin käyttöänsä aikana. Virtauksenohjaimet voitaisiin helposti yhdistää nykyisenkaltaisiin mekaanisiin kaavaimiin, mutta läpivirtaukseen liittyvän mitoitusongelman vuoksi virtauksenohjaimet eivät ole perusteltu ratkaisu.

Kuten jo edellä todettiin, sisäiset pesusuuttimet luultavasti täyttäisivät tavoitteet puhdistustehon osalta. Lisäksi pesusuuttimet voitaisiin helposti yhdistää mekaanisiin kaavaimiin tehon lisäämiseksi entisestään. Kolmannen tavoitteen osalta suutinratkaisun kustannukset nousisivat merkittävästi, mutta kustannusten nousu voitaisiin perustella suuremmalla puhdistusteholla. Laitteen monimutkaisuuden eli neljännen ja viidennen tavoitteen osalta liikuvien osien ja kontaktien määrä ei vähenisi, mutta ei toisaalta myöskään kasvaisi. Pesusuutinten soveltaminen päällystyspastalle vaatisi, että suutinten mitoitus, sijaintia suhteessa sihtiverkkoon ja pesurin painetta muutetaan, mutta suihkun käyttäytymisen ei pitäisi merkittävästi muuttua verrattuna pintaliimaan. Tavoitteiden täyttymisen osalta sisäpuolisia pesusuuttimia pidettiin tämän työn puitteissa parhaana ratkaisuna ja suositeltiin, että laitteen suunnittelua jatketaan pidemmälle.

Lopuksi voidaan vielä todeta yhteenvetona työn pääjohtopäätökset:

1. Mekaanisten puhdistuskaavainten ainakin osittaista korvaamista sihtiverkon sisäpuolelle asetettavalla painepesurilla esitetään parhaana vaihtoehtona konekierron painesihdin tukkeutumisen hidastamiseksi.
2. Sihdin puhdistuksen tehostaminen puhtaasti virtauksiin perustuvilla menetelmillä monimutkaistaa sihdin rakennetta ja kasvattaa sihdin valmistus- ja käyttökustannuksia.
3. Puhdistusmenetelmien toiminnan varmistaminen vaatii kokeellisia mittauksia, koska simulointitulokset voivat sisältää huomattavia virheitä.

Tuleviksi toimenpiteiksi tämän työn pohjalta suositellaan uuden painesihdimallin kokeellisia mittauksia ja mitoittamista. Kokeelliset mittaukset uuden painesihdin toiminnan varmistamiseksi ovat välttämättömiä, sillä tässä työssä tehdyissä simuloinneissa on huomattava virheiden mahdollisuus ja puhdistusmenetelmä saattaa toimia parhaiten merkittävästi esitellyistä toiminta-arvoista poikkeavilla arvoilla. Tarvittava puhdistusteho tukkeutumisen hidastamiseksi, suutinten muoto, pystysuuntainen etäisyys toisistaan, suutinten etäisyys sihtiverkosta ja kulma sihtiverkkoon nähden ovat ainakin parametreja, jotka on optimoitava kokeellisten jatkotutkimusten avulla.

11 Lähdeluettelo

1. Peltola, Aarre. Metsätilastotiedote, Metsäteollisuuden ulkomaankauppa, lokakuu 2009. [Verkkosivusto]. [Viitattu 13.2.2017]. Saatavissa: <http://www.metla.fi/metinfo/tilasto/julkaisut/mtt/>.
2. Korpunen, Heikki, and Paltakari, Jouni. "Testing an activity-based costing model with a virtual paper mill." *Nordic pulp & paper research journal*, Vol. 23, No. 1, 2013, pp. 146-155.
3. Knowpap [Verkkosivusto]. [Viitattu 18.1.2017]. Saatavissa: <http://www.know-pap.com/>.
4. EP 1805362. Method And Apparatus For Separating Impurities From Machine Circulation Of Coating Station. Metso Paper, Inc. Helsinki, Finland. (Viitanen, Markku). FI 20041219. Julk. 7.3.2012.
5. Yann, Kor. "Using CFD to identify means of reducing power consumption for mixing and suspension in paper pulp stock chests." *Asia-Pacific journal of chemical engineering*, Vol. 3, No. 2, 2008, pp. 144-150.
6. Feng, Mei. "Numerical simulation and experimental measurement of pressure pulses produced by a pulp screen foil rotor." *Journal of fluids engineering*, Vol. 127, No. 2, 2005, pp. 347-357.
7. Ansys inc., Ansys FLUENT. Versio 17.2.
8. Paulapuro, Hannu. *Papermaking Science and Technology: Book 8, Papermaking Part 1, Stock preparation and Wet end*. 2nd ed., totally updated version. Helsinki: Finnish Paper Engineers' Association, 2009. ISBN 978-952-5216-25-7.
9. Paltakari, Jouni. *Papermaking Science and Technology: Book 11, Pigment Coating and Surface Sizing of Paper*. 2nd ed., totally updated version. Helsinki: Finnish Paper Engineers' Association, 2009. ISBN 978-952-5216-27-1.
10. Valmet, OptiSizer Film, sales material. 2017.
11. Valmet, OptiScreen RF. sales material. 2017
12. Walter, J. C.. "Handling, circulation, and filtering in metering size press installations, II." *Tappi journal*, Vol. 81, No. 12, 1998, pp. 68-74.
13. Eaton, Eaton Mechanically Cleaned Filters & Strainers Introduction [Verkkosivusto]. [Viitattu 12.10.2017]. Saatavissa: <http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/Filtration/AutomaticSelfCleaning/MechanicallyCleanedFilters/>.
14. ABB, Filtercel™ LHP In-line filter with integrated high pressure cleaning system. [Verkkosivusto]. [Viitattu 12.10.2017]. Saatavissa: <http://new.abb.com/pulp-paper/abb-in-pulp-and-paper/systems/chemical-delivery/coating-kitchen-and-working-station/filtercel/>.
15. Lönnberg, Bruno. *Papermaking Science and Technology: Book 5, Mechanical Pulping*. 2nd ed., totally updated version. Helsinki: Finnish Paper Engineers' Association, 2009. ISBN 978-952-5216-35-6.
16. Newman, John Nicholas. *Marine Hydrodynamics*. Cambridge (MA); London: MIT Press, 1977. ISBN 0-262-14026-8
17. Lindroos, Kati, and Puro, Minna. "Superior tools for adjustable screening process." 8th Research Forum on Recycling, Vol. 9, 2007, pp. 76-88.
18. Olson, James A. "Computational fluid dynamics in the pulp and paper industry-The design of a high performance pulp screen rotor." *Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*, 2009, pp. 1-8.

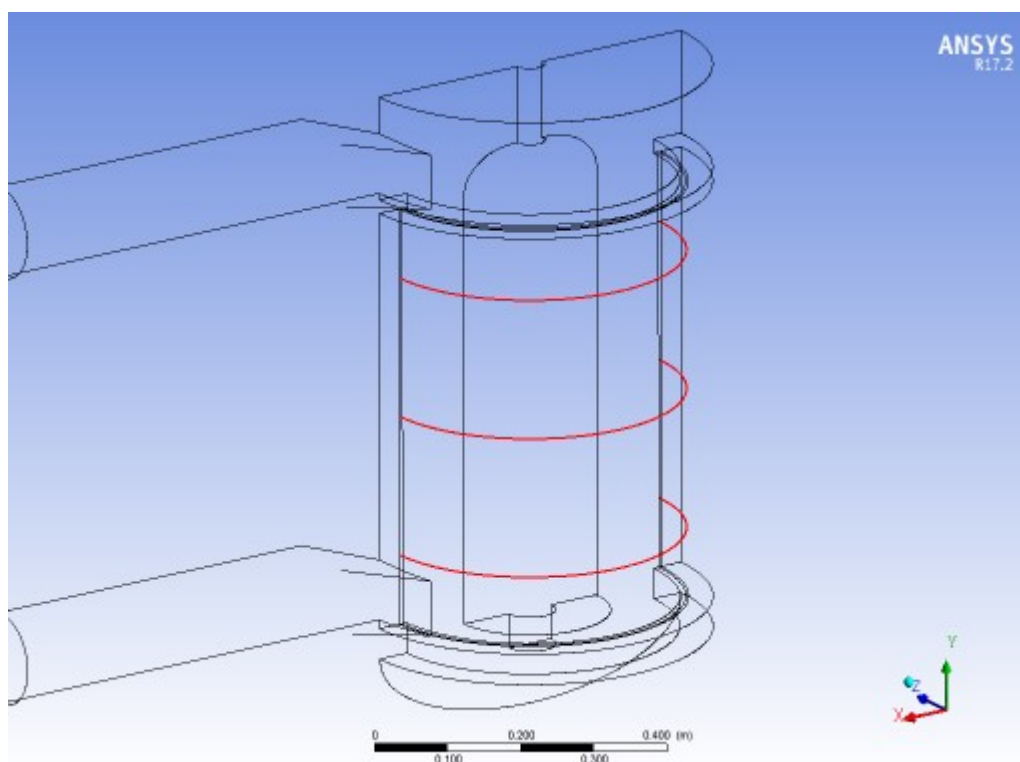
19. Bruining, A. "Aerodynamic Characteristics of a Curved Plate Airfoil Section At Reynolds Numbers 60000 and 100000 and Angles of Attack From -10 to +90 Degrees." Delft University of Technology, Department of Aerospace Engineering, Report LR-281, 1979.
20. Dimotakis, Paul E. "Structure and dynamics of round turbulent jets." *Physics of Fluids*, Vol. 26, No. 11, 1983, pp. 3185-3192.
21. White, Frank M. *Viscous Fluid Flow*. 3rd ed. New York (NY): McGraw-Hill, 2006. ISBN 007-124493-X.
22. Wilcox, David C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd ed. La Canada (CA): DCW industries, 1998. ISBN 978-1-928729-08-2.
23. Ferziger, Joel H., and Peric, Milovan. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. 3rd rev. ed. Berlin: Springer, 2012. ISBN 3-540-42074-6.
24. Gooding, Robert William. "Flow resistance of screen plate apertures". PhD Thesis. University of British Columbia, 1996.
25. Dong, Suqin. "The effect of slot shape on the performance of a pressure screen." *Tappi journal*, Vol. 3, No. 5, 2004, pp. 3-7.
26. Teitel, Meir. "On the applicability of the Forchheimer equation in simulating flow through woven screens." *Biosystems engineering*, Vol. 109, No. 2, 2011, pp. 130-139.
27. Valli, A. "Pressure drop for low Reynolds-number flows through regular and random screens." *Transport in porous media*, Vol. 80, No. 2, 2009, pp. 193-208.
28. Green, Sheldon I. "Simulation of the flow through woven fabrics." *Computers & Fluids*, Vol. 37, No. 9, 2008, pp. 1148-1156.
29. Fluent, Ansys. "17.0 ANSYS Fluent Theory Guide." Canonsburg (PA): ANSYS Inc., 2016.
30. Teitel, Meir. "Using computational fluid dynamics simulations to determine pressure drops on woven screens." *Biosystems engineering*, Vol. 105, No. 2, 2010, pp. 172-179.
31. Costa, S. C. "The thermal non-equilibrium porous media modelling for CFD study of woven wire matrix of a Stirling regenerator." *Energy Conversion and Management*, Vol. 89, 2015, pp. 473-483.
32. Lage, J. "The fundamental theory of flow through permeable media from Darcy to turbulence." *Transport phenomena in porous media*, Oxford: Pergamon, 1998. ISBN 0-08-042843-6.
33. Jokinen, Hanna. "Effect of bar geometry on screen plate performance - A Laboratory study on pressure screening." *Nordic Pulp & Paper Research Journal*, Vol. 21, No. 4, 2006, pp. 451-459.
34. Fluent, Ansys. "17.0 ANSYS Fluent Meshing User's Guide." Canonsburg (PA): ANSYS Inc., 2016.
35. Fergusen, Stephen. "Polyhedra: nature's answer to meshing, CD-Adapco." *Dynamics*, Vol. 25, 2005, pp. 8-9.
36. Vandoormaal J. P., and Raithby, G. D. "Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows". *Numerical Heat Transfer*, Vol. 7, 1984, pp. 147-163.
37. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, August 1994, pp. 1598-1605.
38. Menter, F. R. "Review of the SST Turbulence Model Experience from an Industrial Perspective". *International Journal of Computational Fluid Dynamics*. Vol. 23, No. 4, 2009, pp. 305-316.

39. ITTC – Recommended Procedures and guidelines. “Uncertainty Analysis in CFD, Verification and Validation, Methodology and Procedures” International Towing Tank Conference (ITTC), 7.5–03–01–01, 2005.
40. Machado, Márcio B. “Transition from turbulent to transitional flow in the top half of a stirred tank.” *Chemical Engineering Science*, Vol. 98, 2013, pp. 218-230.
41. Tezuka, Asei. “Surface pressure distributions on 4% circular arc airfoil at low Reynolds number.” *Journal of Aircraft*, Vol. 45, No. 6, 2008, pp. 2164-2167.

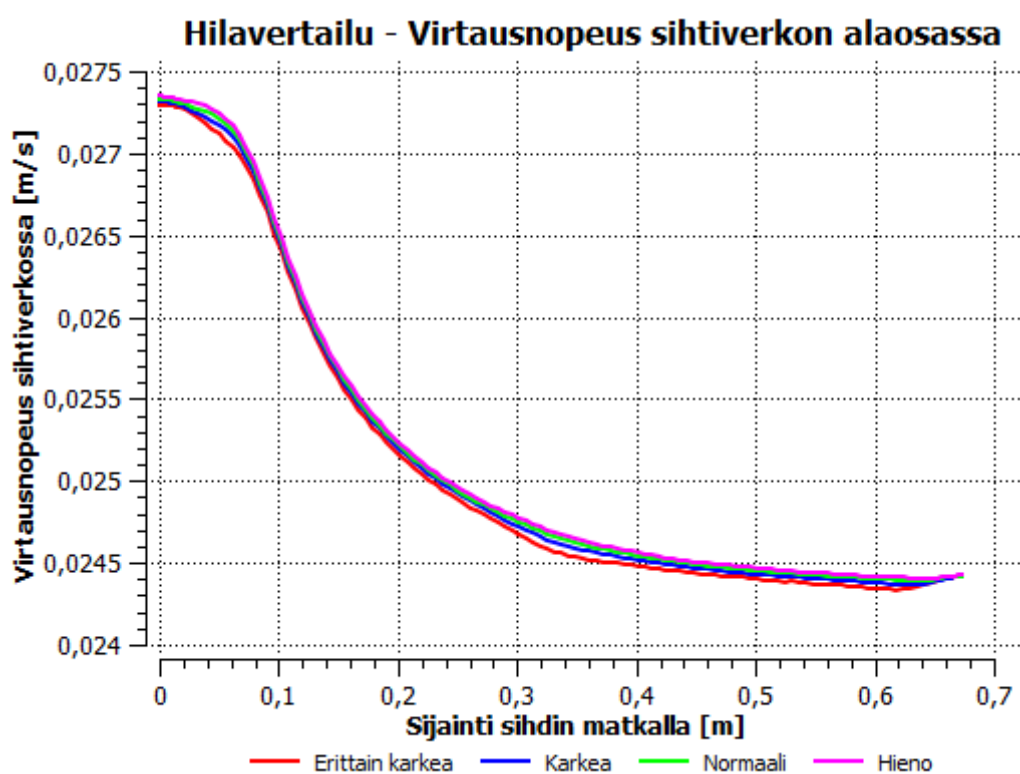
12 Liiteluettelo

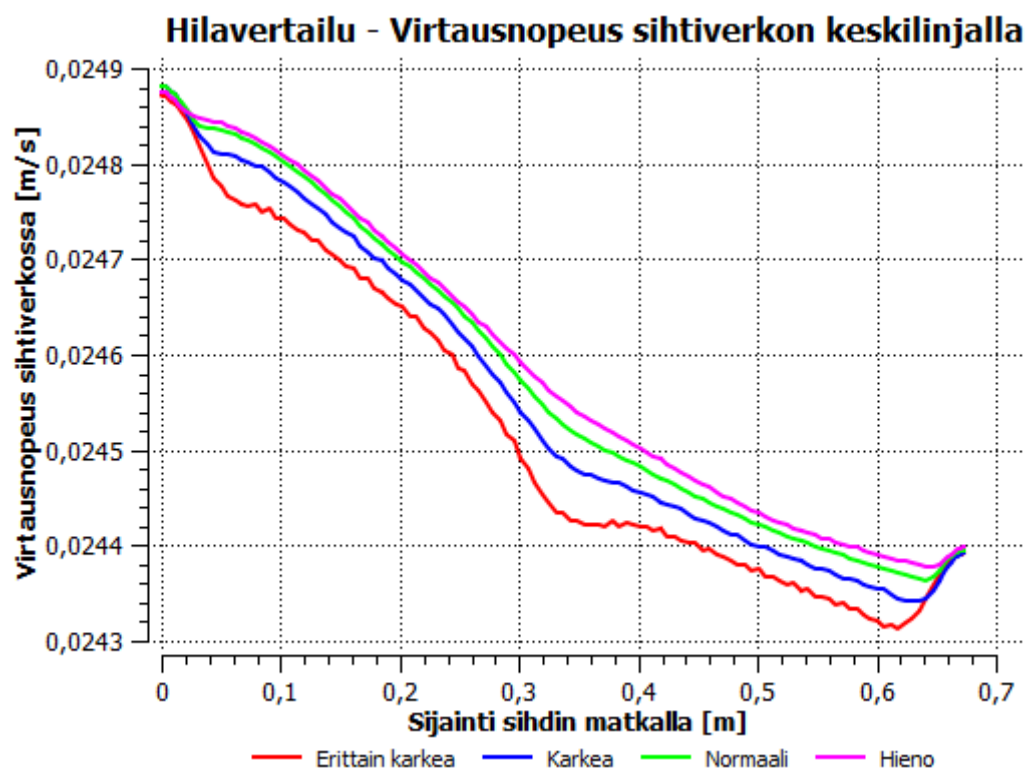
- Liite 1. Nykyisen sihdin simulointitulokset. 2 sivua.
- Liite 2. Siivekekaavainten simulointitulokset. 1 sivu.
- Liite 3. Ulkopuolisten pesusuuttimien simulointitulokset. 2 sivua.
- Liite 4. Sisäpuolisten pesusuuttimien simulointitulokset. 4 sivua.
- Liite 5. Virtauksenohjainten simulointitulokset. 3 sivua.

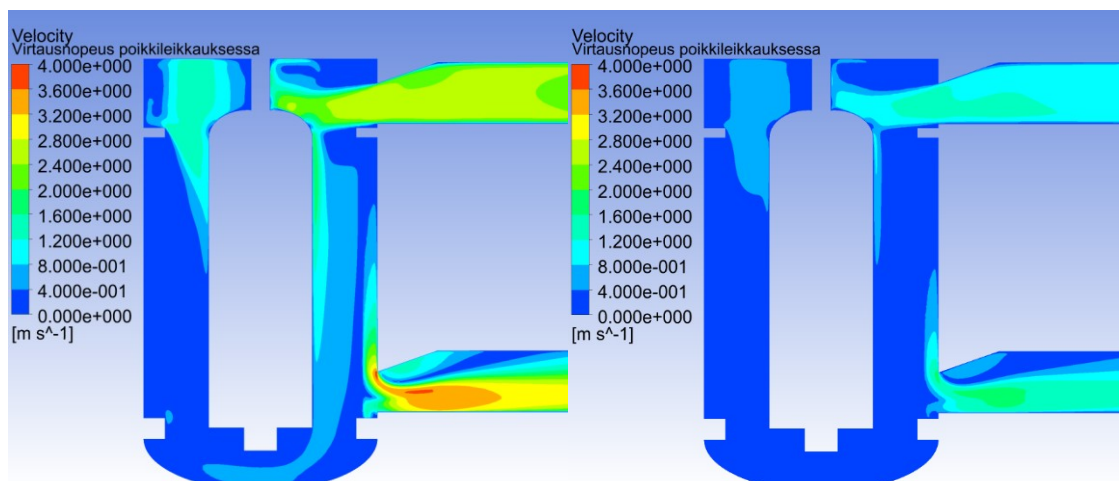
Liite 1. Nykyisen sihdin simulointitulokset



Sijainnit, joissa virtausnopeutta tarkastellaan hilavertailussa.

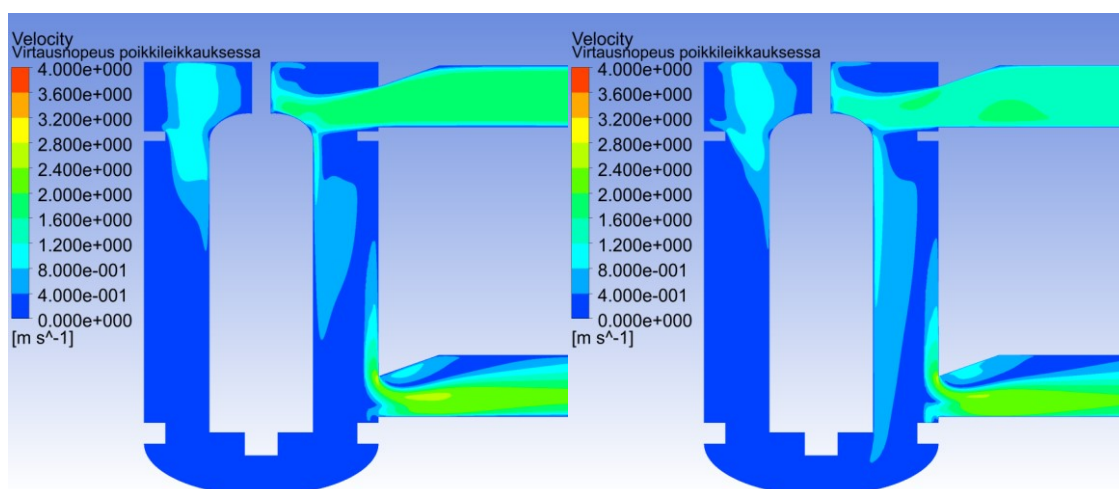






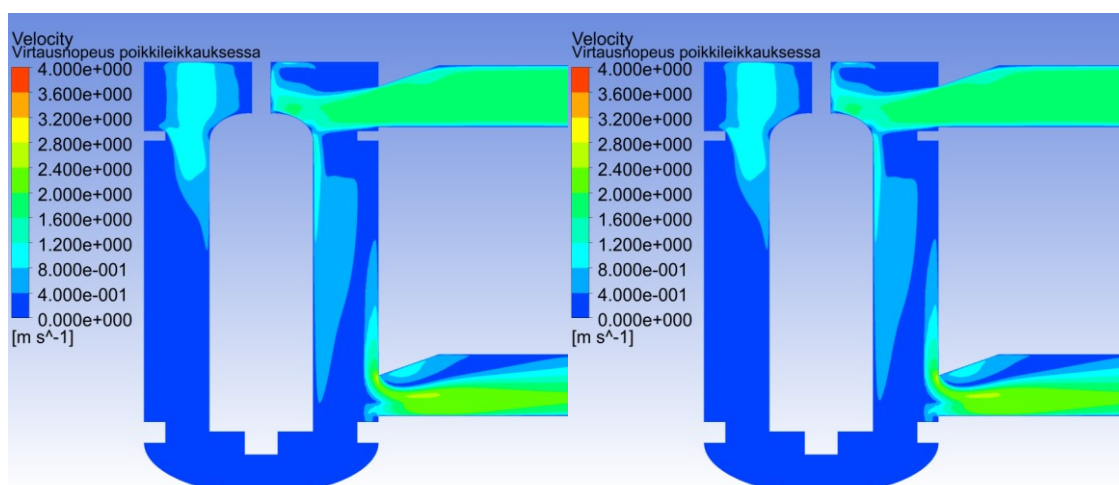
2 – Suurempi virtaus

3 – Pienempi virtaus



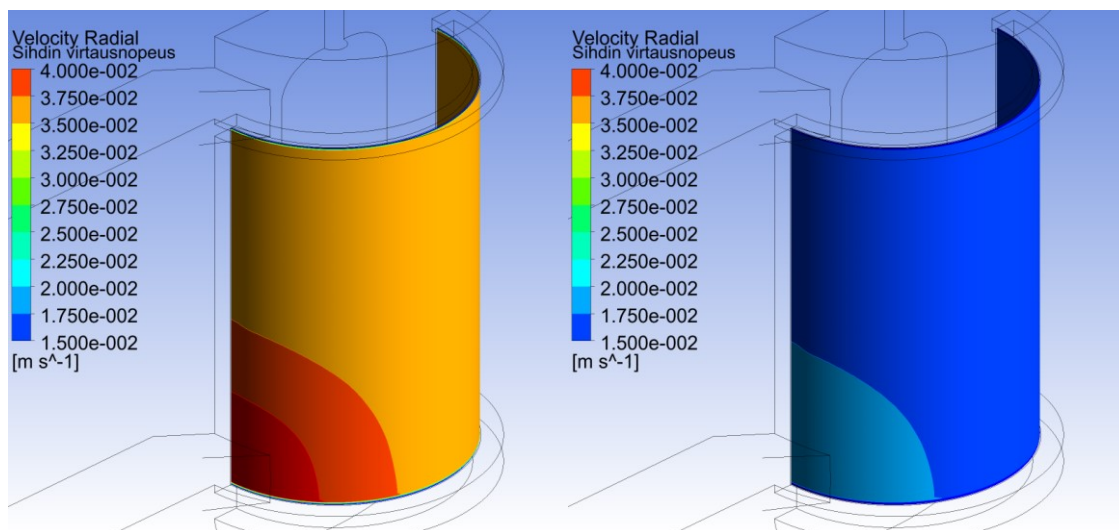
4 – Suurempi viskositeetti

5 – Pienempi viskositeetti



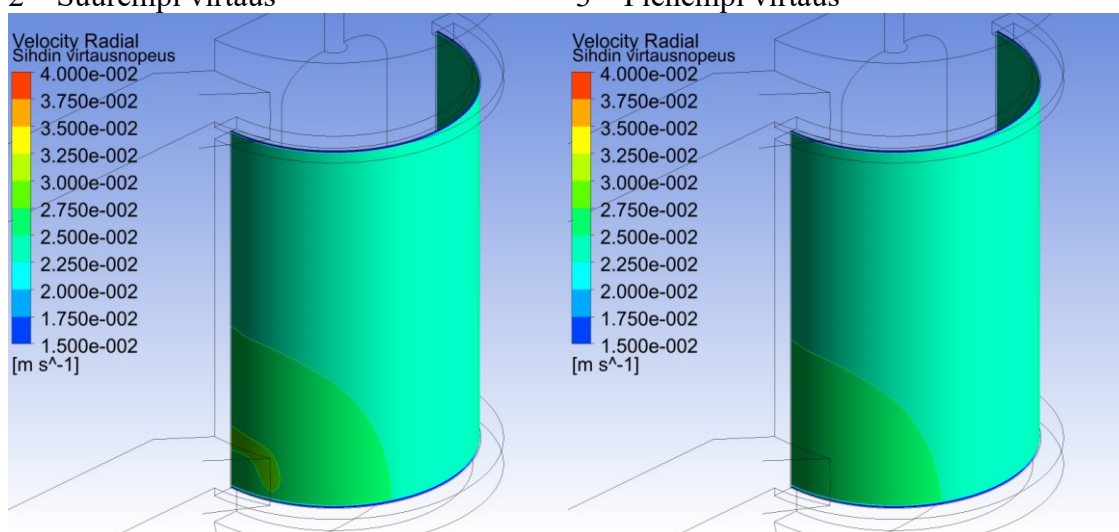
6 – Suurempi paine-ero

7 – Pienempi paine-ero



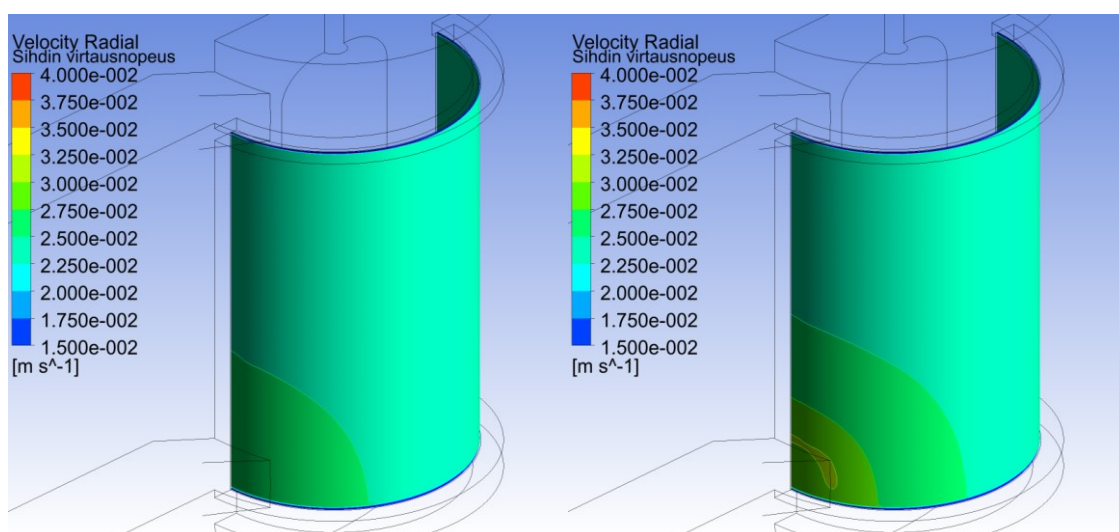
2 – Suurempi virtaus

3 – Pienempi virtaus



4 – Suurempi viskositeetti

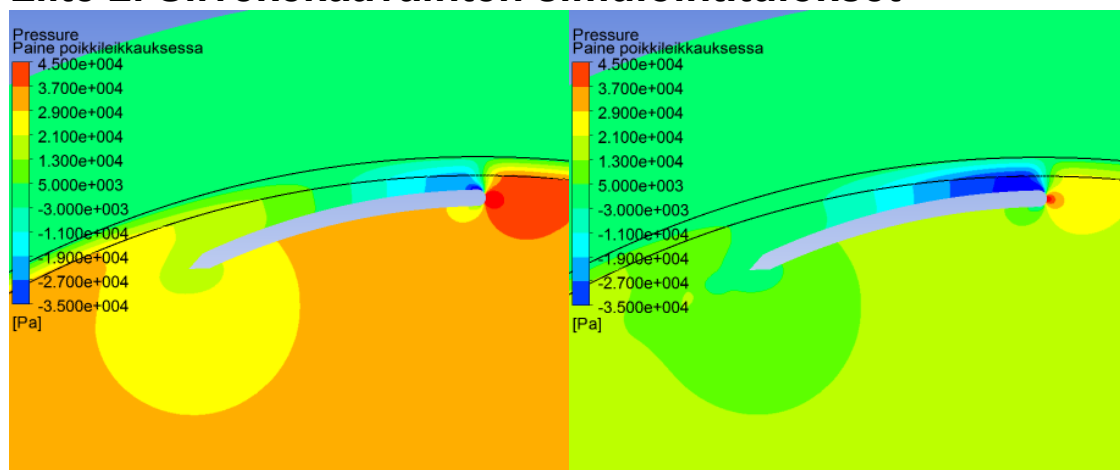
5 – Pienempi viskositeetti



6 – Suurempi paine-ero

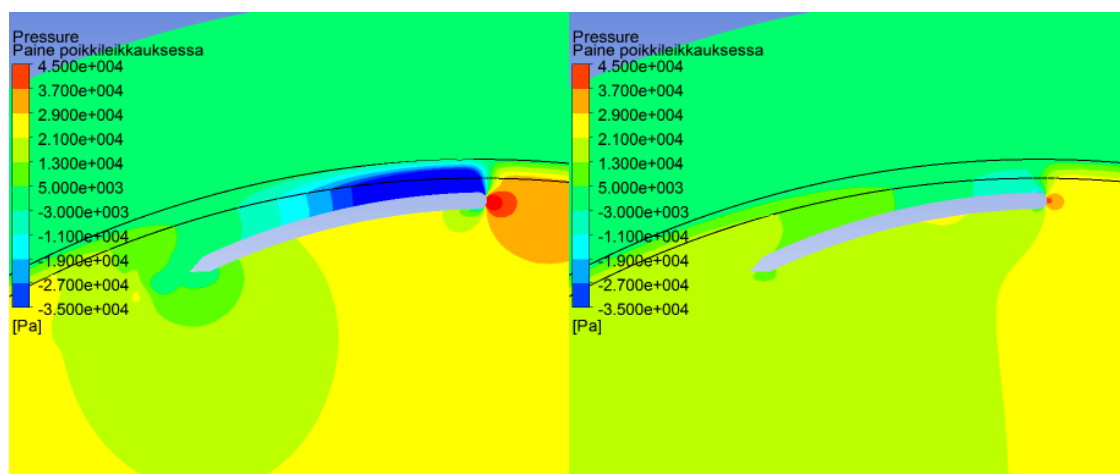
7 – Pienempi paine-ero

Liite 2. Siivekekaavainten simulointitulokset



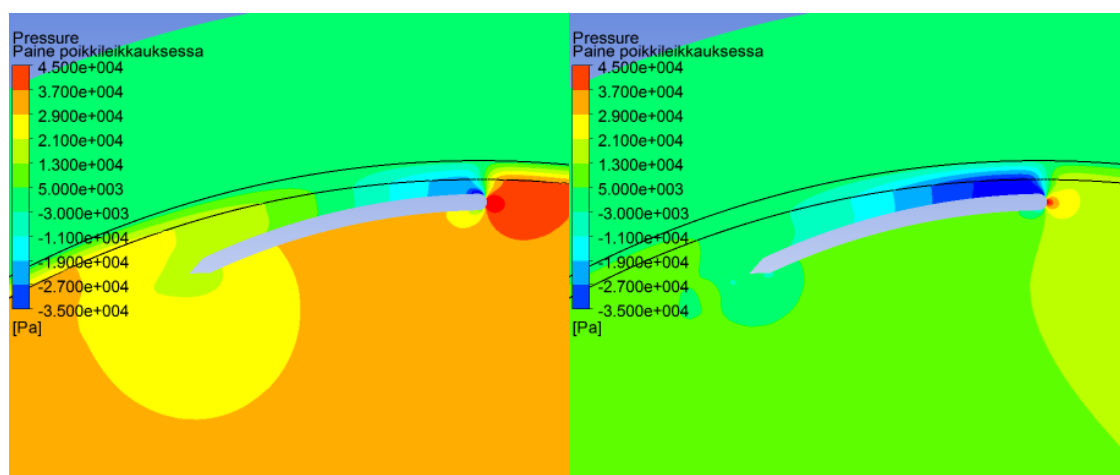
2 – Suurempi virtaus

3 – Pienempi virtaus



4 – Suurempi pyörimisnopeus

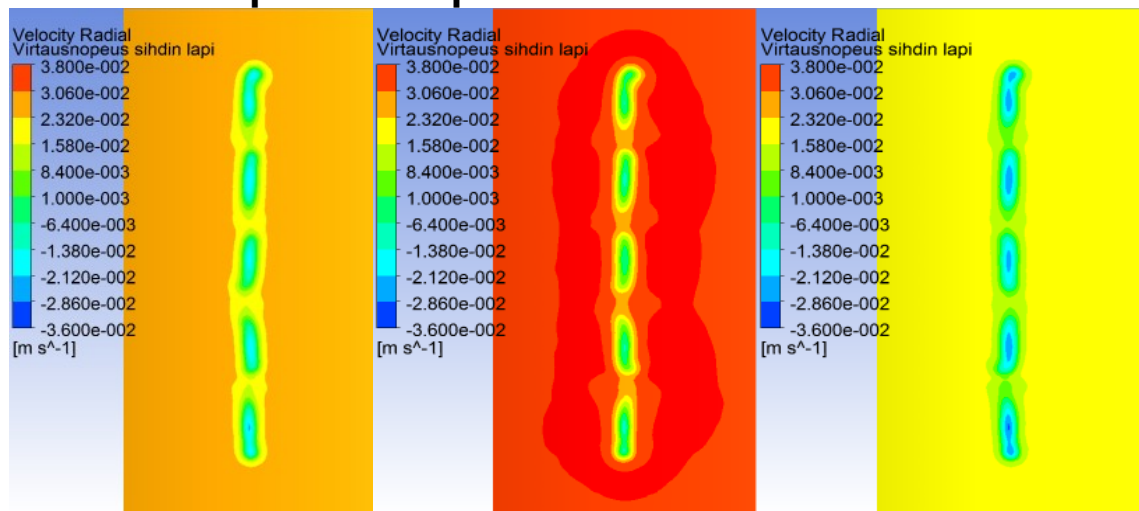
5 – Pienempi pyörimisnopeus



6 – Suurempi paine-ero

7 – Pienempi paine-ero

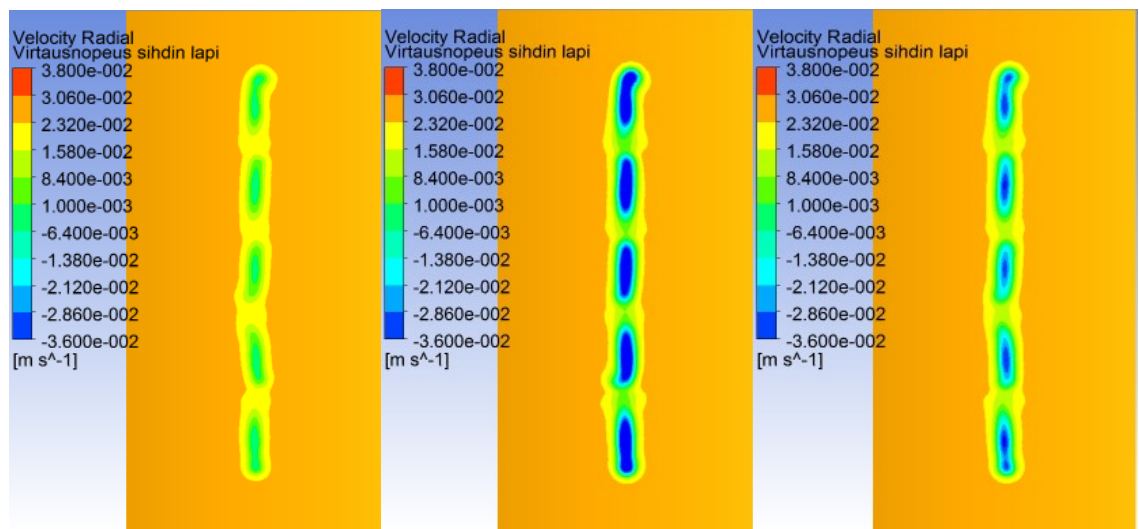
Liite 3. Ulkopuolisten pesusuuttimien simulointitulokset



1 – Vertailutapaus

2 – Suurempi virtaus

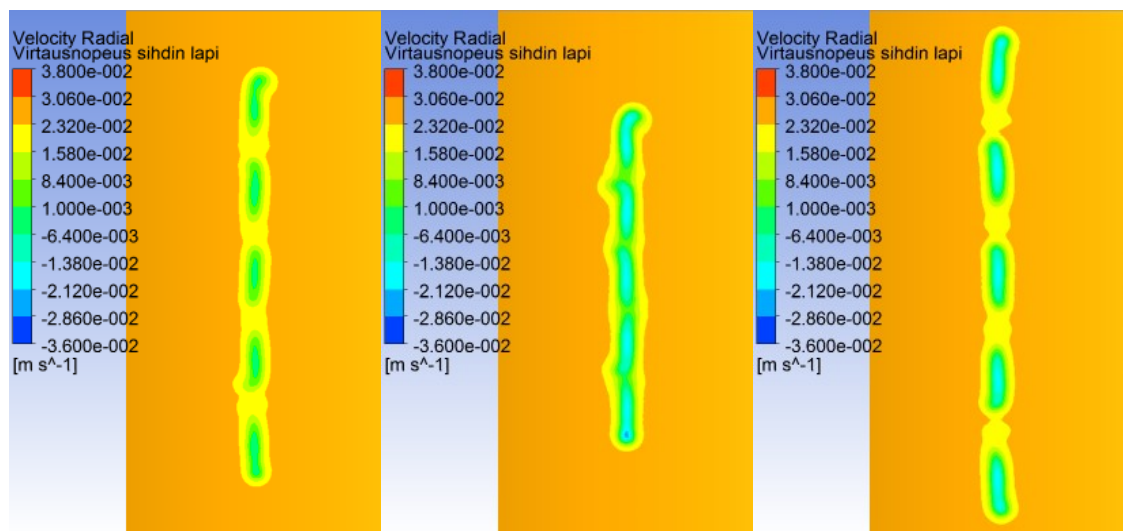
3 – Pienempi virtaus



4 – Suurempi paine-ero

5 – Pienempi paine-ero

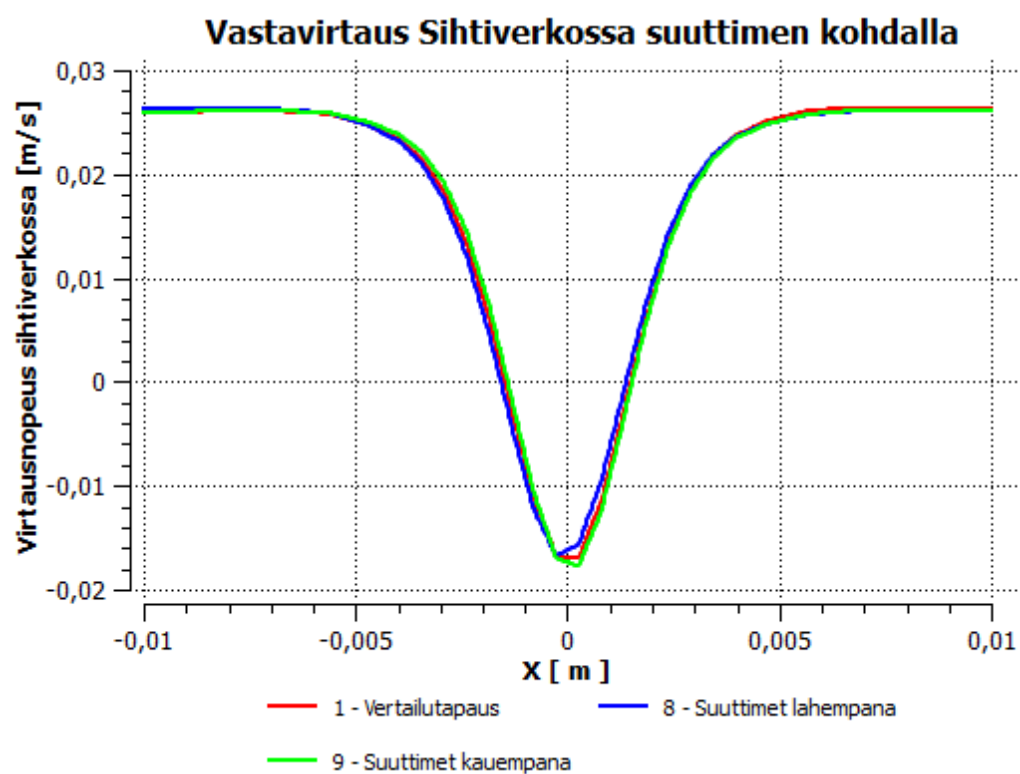
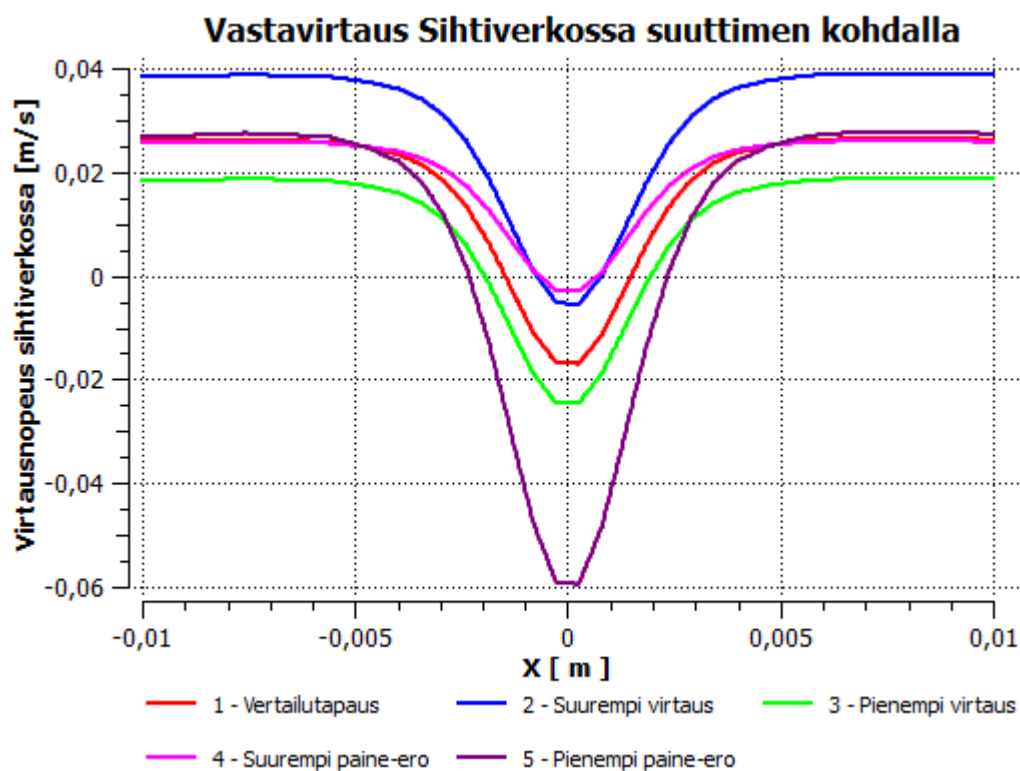
6 – Suurempi syöttöpaine



7 – Pienempi syöttöpaine

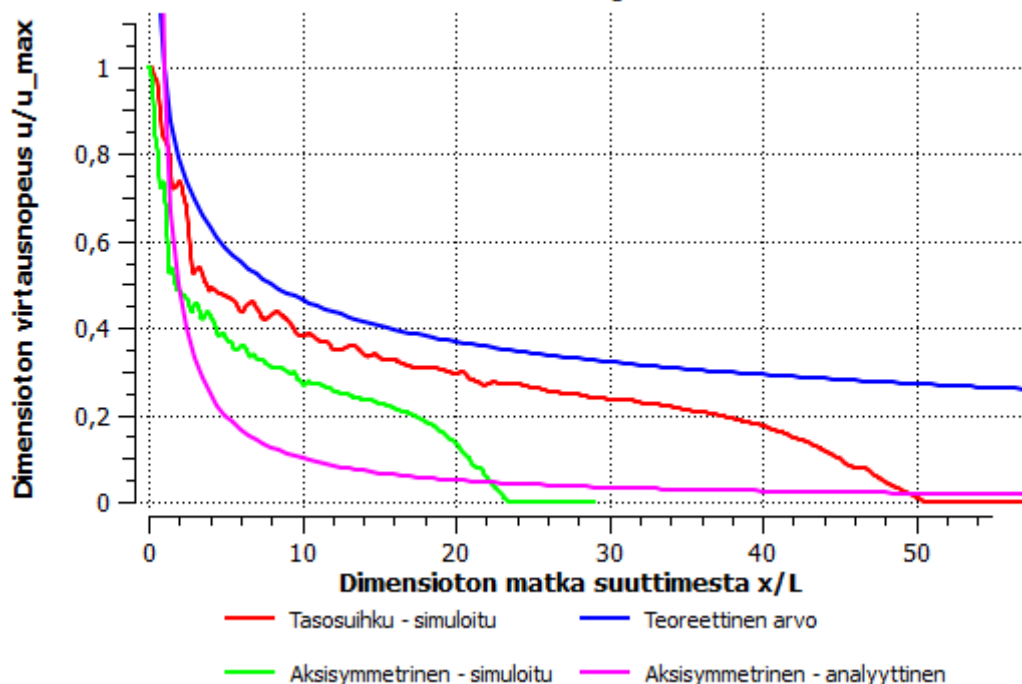
8 – Suuttimet lähempänä

9 – Suuttimet kauempana

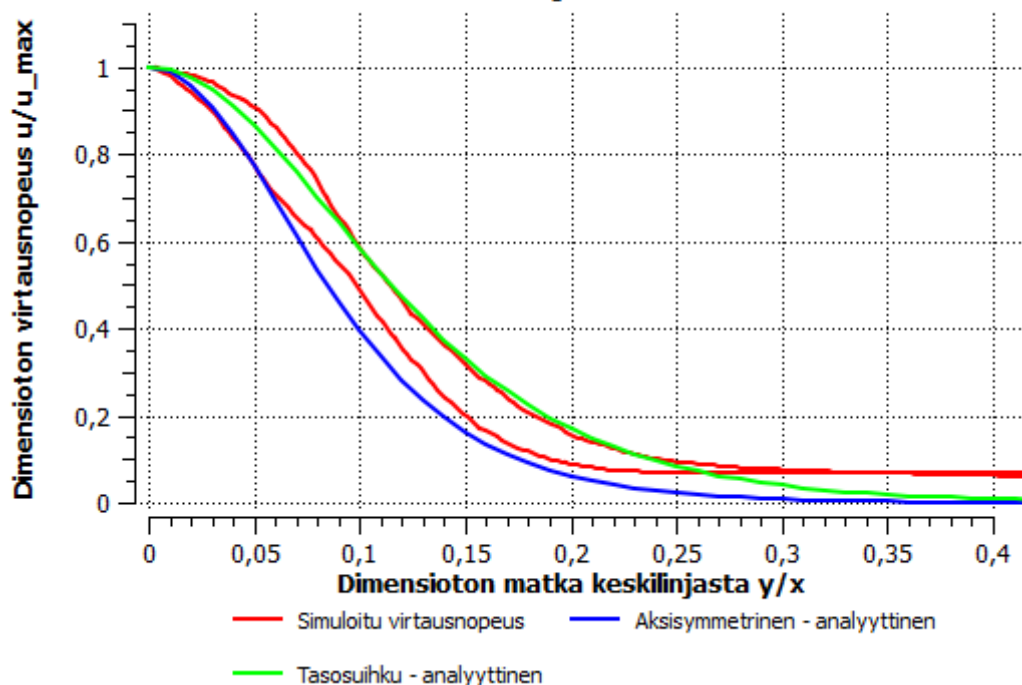


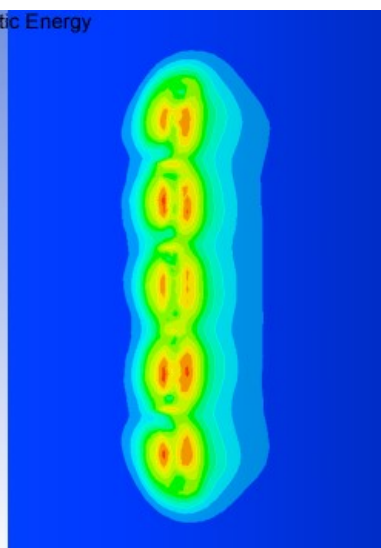
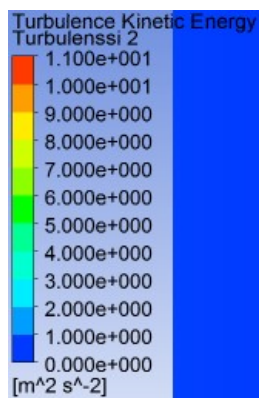
Liite 4. Sisäpuolisten pesusuuttimien simulointitulokset

Suihkun ($Re = 510$) nopeusprofiili suuttimen keskilinjalla

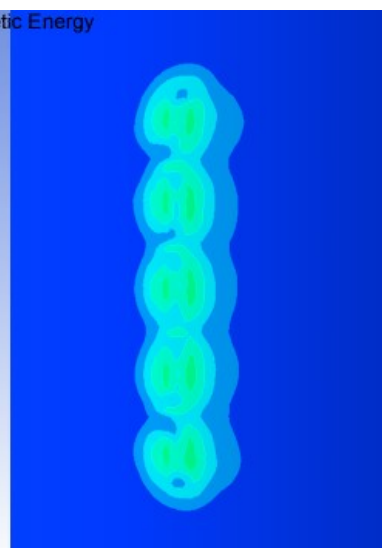
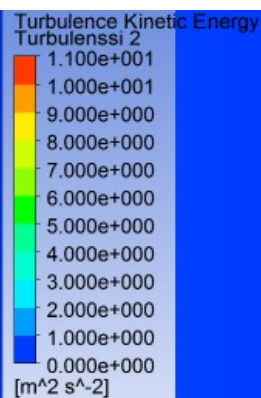


Suihkun ($Re = 510$) nopeusprofiili kohtisuoraan keskilinjaa vastaan

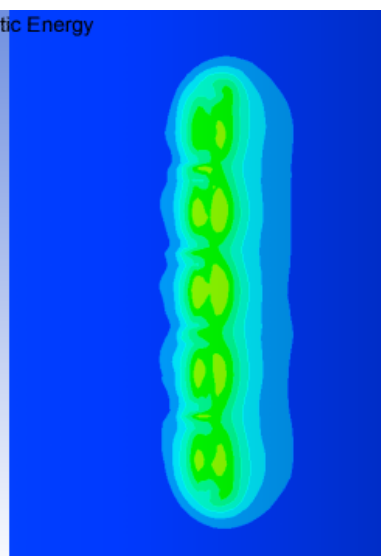
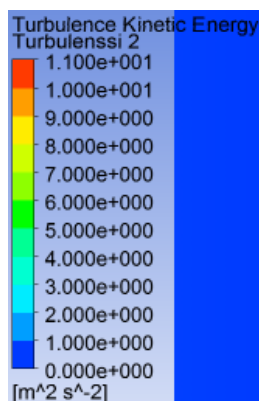




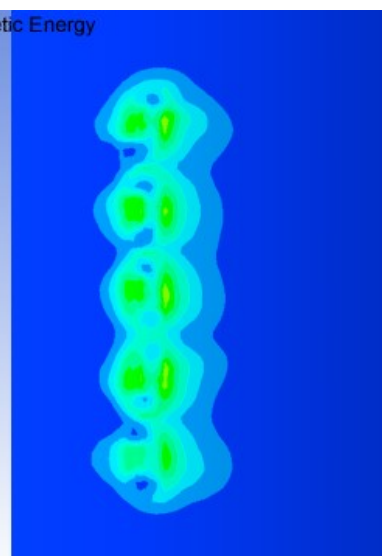
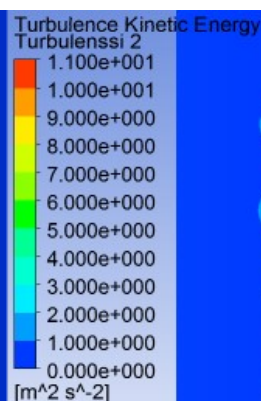
2 – Suurempi syöttöpaine



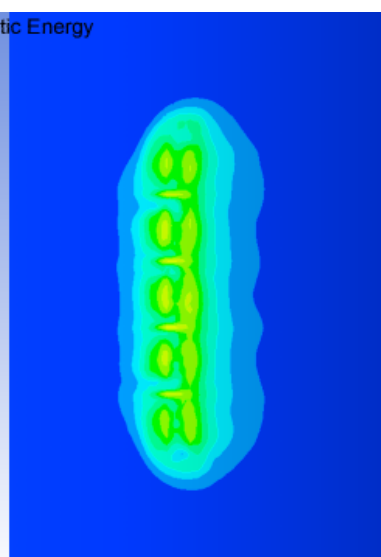
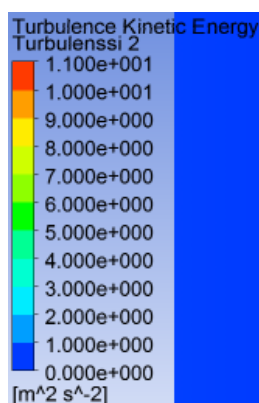
3 – Pienempi syöttöpaine



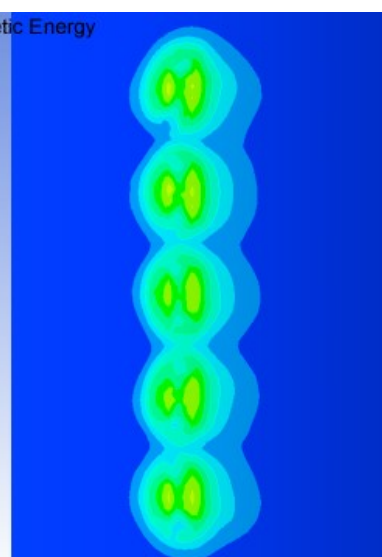
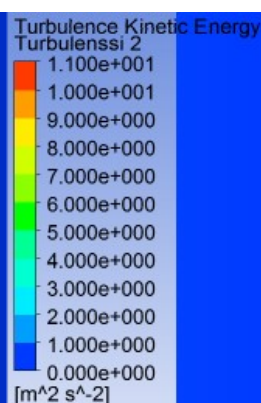
4 – Suurempi suutinkulma



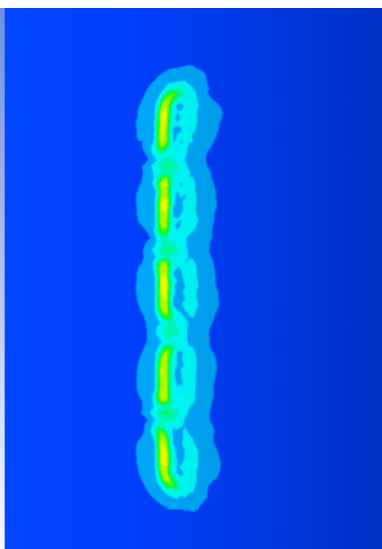
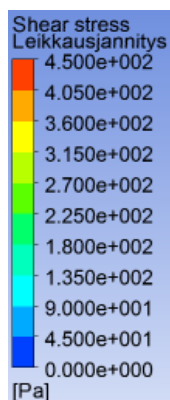
5 – Pienempi suutinkulma



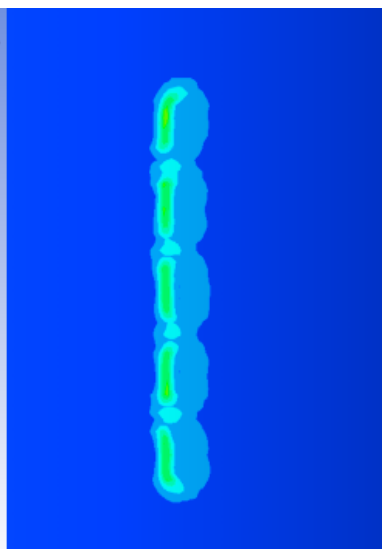
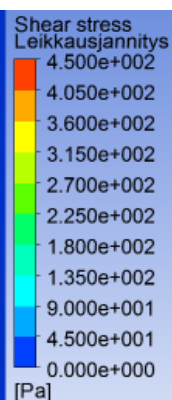
6 – Suuttimet lähempänä



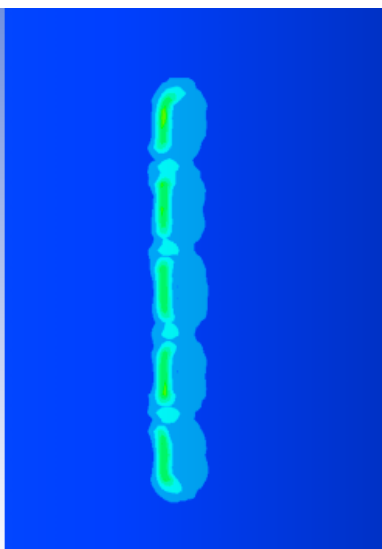
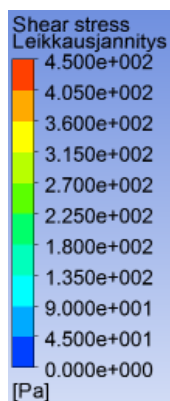
7 – Suuttimet kauempana



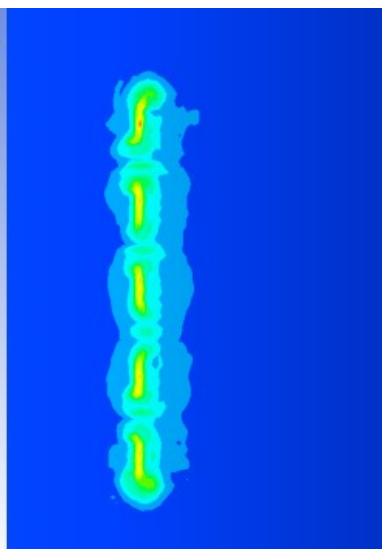
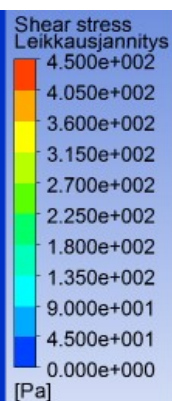
2 – Suurempi syöttöpaine



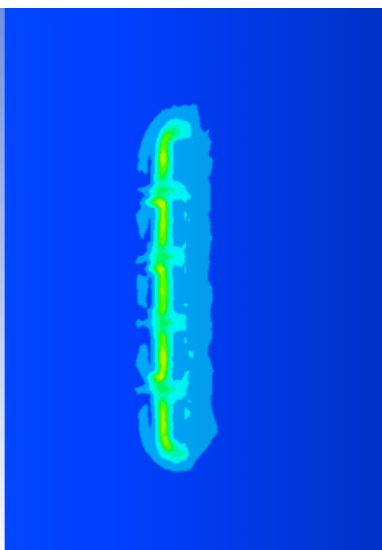
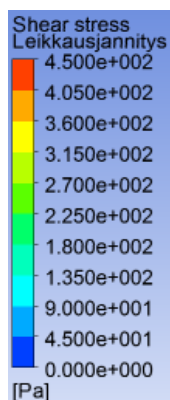
3 – Pienempi syöttöpaine



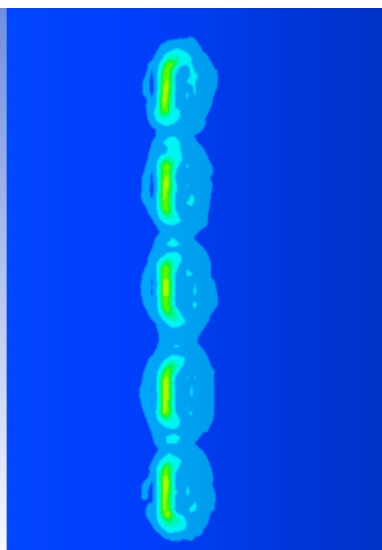
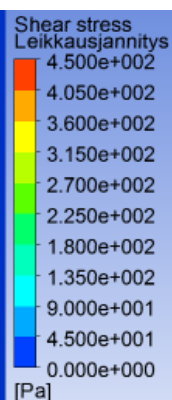
4 – Suurempi suutinkulma



5 – Pienempi suutinkulma

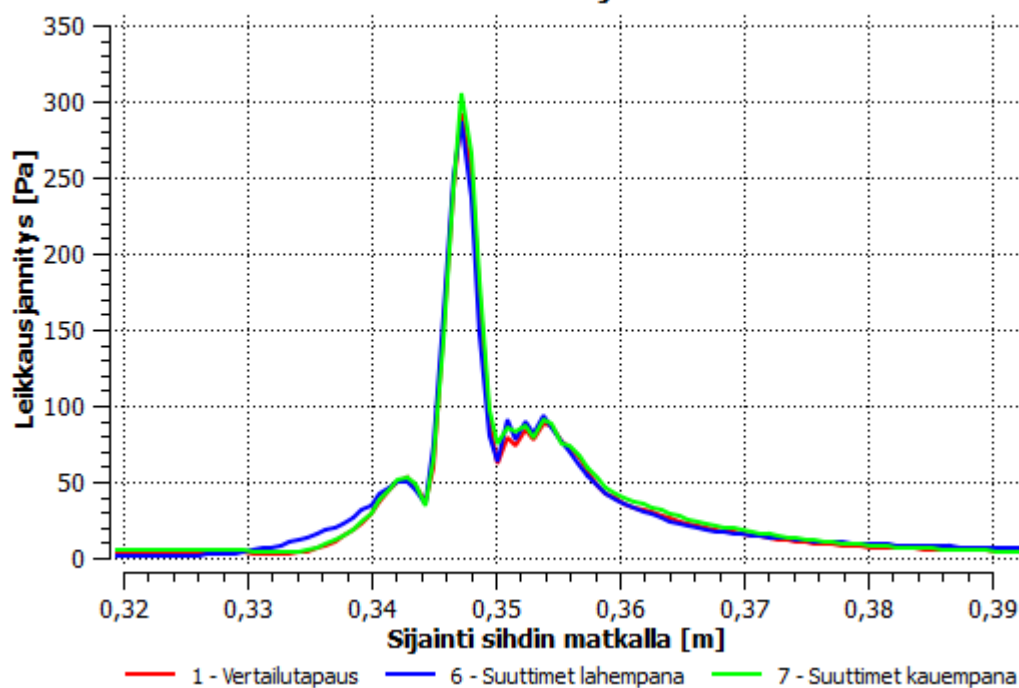


6 – Suuttimet lähempänä

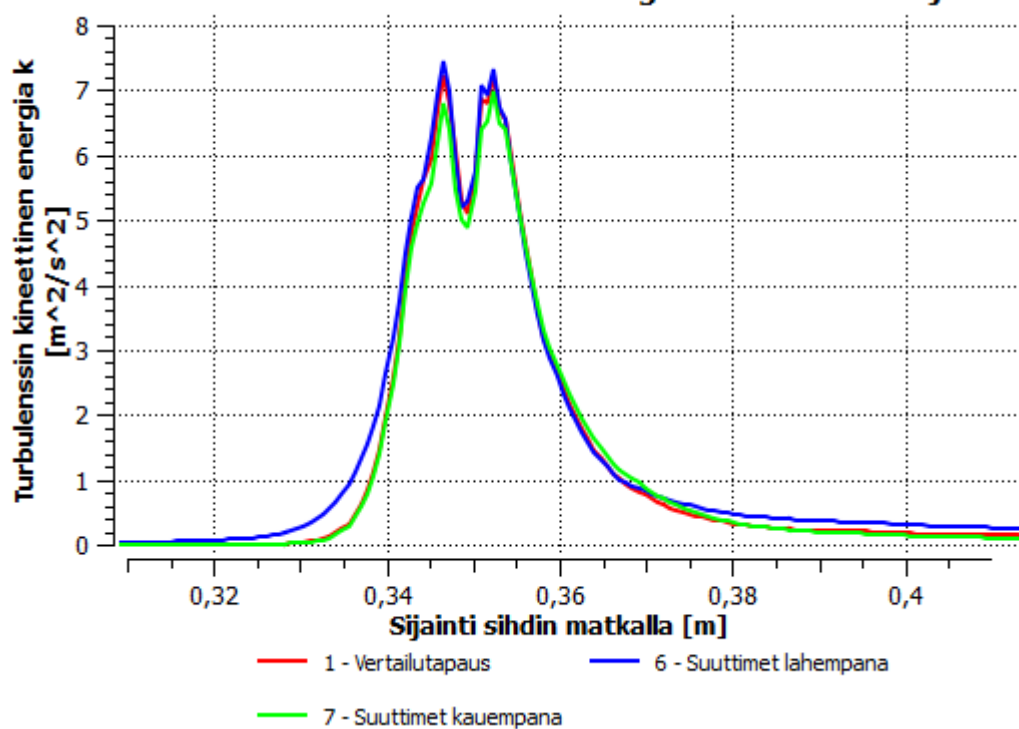


7 – Suuttimet kauempana

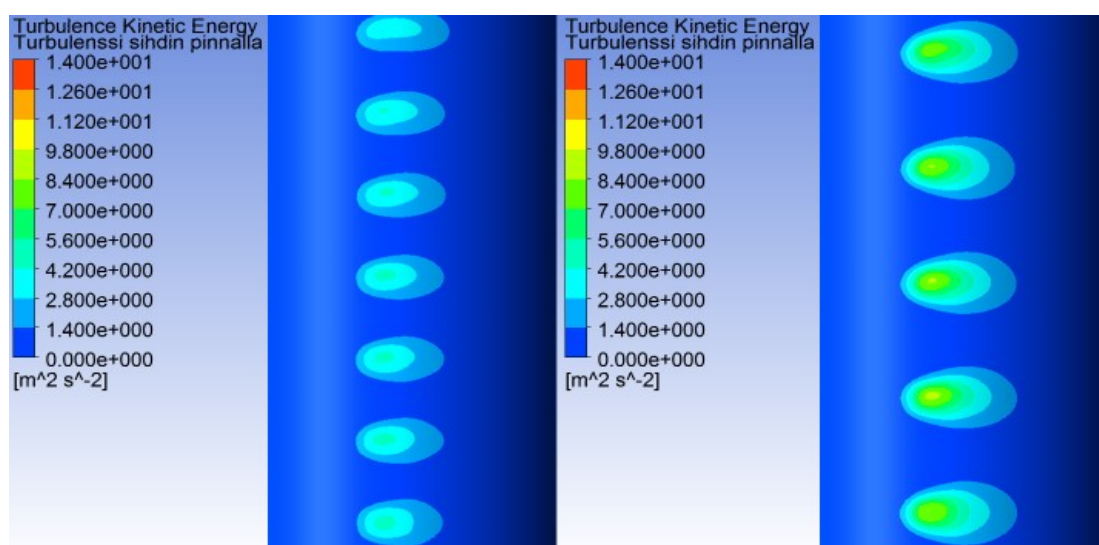
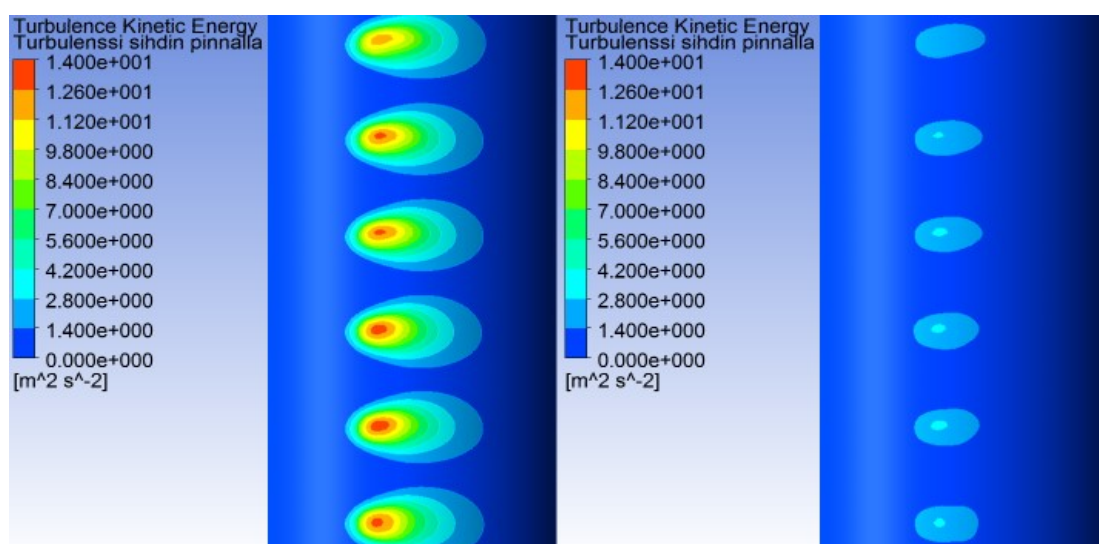
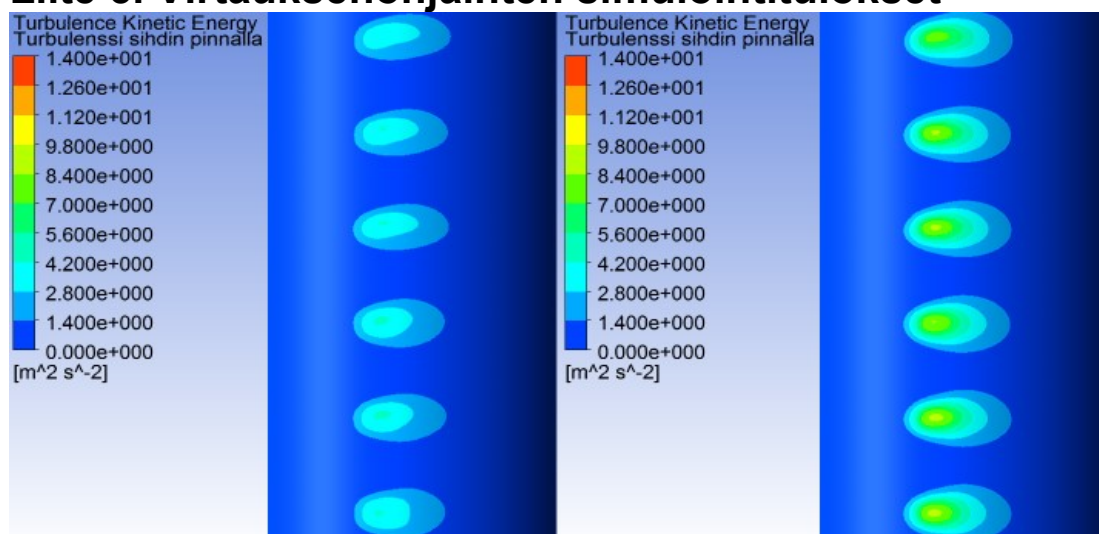
Suuttimen aiheuttama leikkausjännitys sihdin keskilinjalla

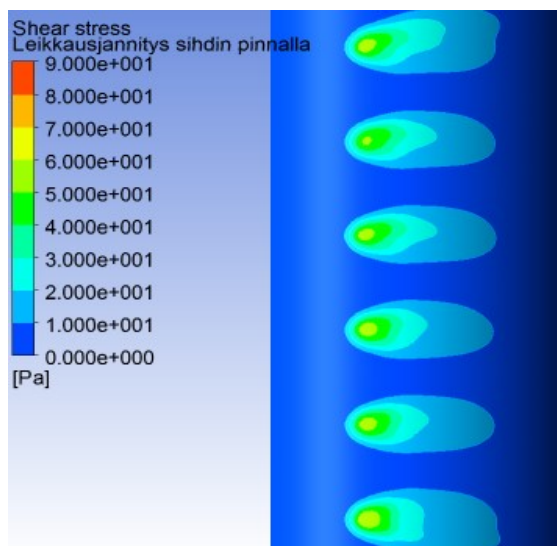


Turbulenssin kineettinen energia sihdin keskilinjalla

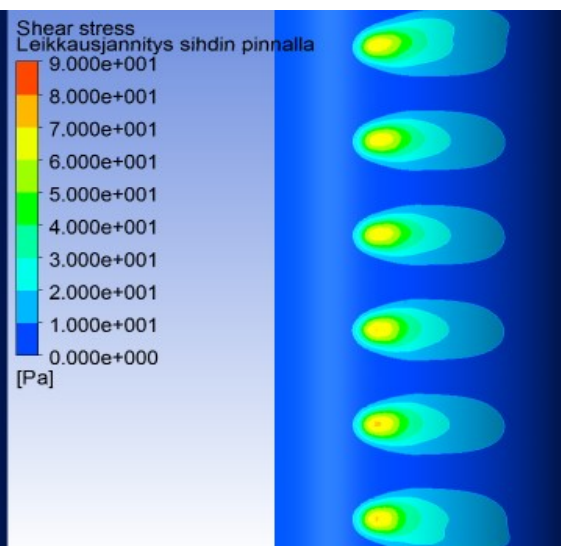


Liite 5. Virtauksenohjainten simulointitulokset

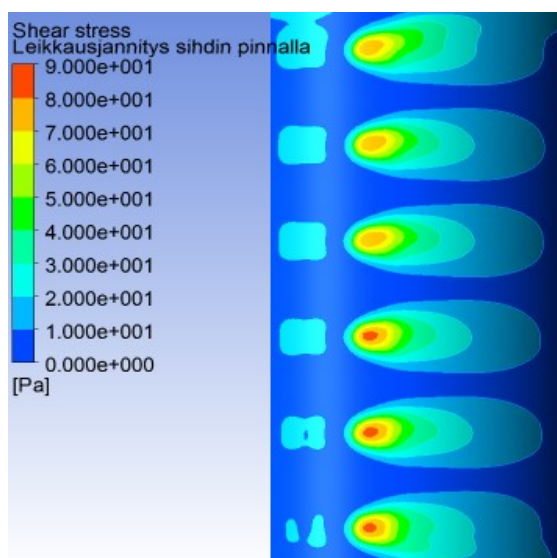




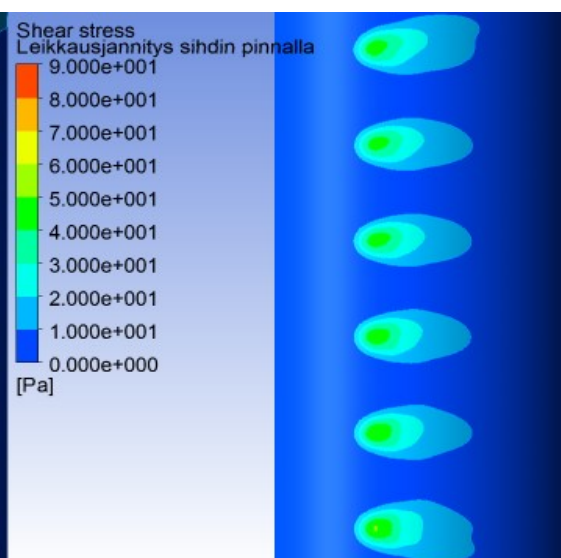
2 – Suurempi halkaisija



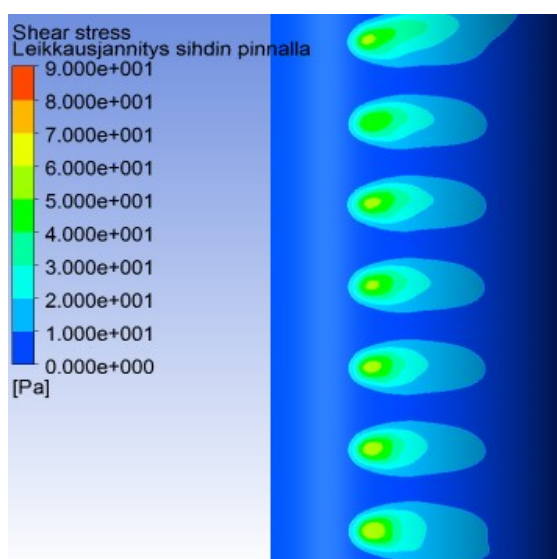
3 – Pienempi halkaisija



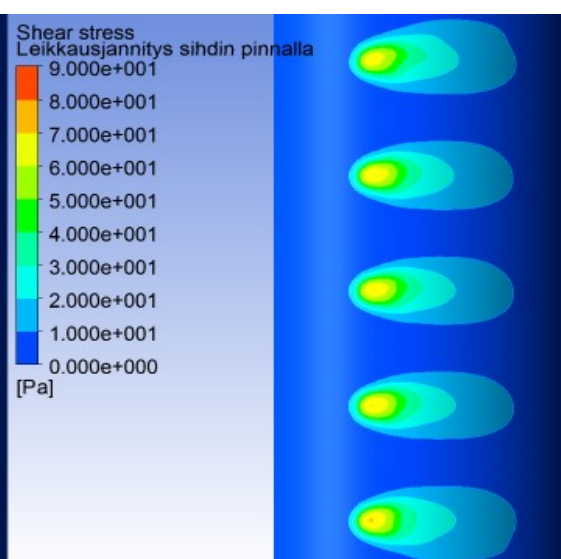
4 – Suurempi virtaus



5 – Pienempi virtaus



6 – Enemmän ohjaimia



7 – Vähemmän ohjaimia

